



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

BAJA SAE VEHICLE DESIGN

NÁVRH VOZIDLA BAJA SAE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ZDENĚK HAJDUŠEK

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. ONDŘEJ BLAŽÁK, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Zdeněk Hajdušek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Baja SAE Vehicle Design

v anglickém jazyce:

Návrh vozidla Baja SAE

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte koncepční návrh vozidla kategorie Baja SAE.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte koncepční návrh vozidla Baja SAE s ohledem na pravidla pro danou kategorii.
2. Proveďte konstrukční návrh a výpočet tuhosti rámu vozidla Baja SAE.
3. Proveďte návrh zavěšení (kinematiky) vozidla Baja SAE.
4. Jednotlivé body zadání upřesní vedoucí práce.

Seznam odborné literatury:

- [1] REIMPELL, J.: The Automotive Chassis. 2nd edition. Germany: SAE, 2001. ISBN 0768006570.
[2] MILLIKEN, W., MILLIKEN, D.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 20.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce popisuje koncepční návrh vozidla Baja SAE dle aktuálních pravidel organizace SAE. V úvodu je práce zaměřena na rešerši konkurenčních vozidel a následně na základě těchto na samotný návrh prvního vozidla Baja SAE v České republice. Celá práce je systematicky členěna do jednotlivých kapitol dle reálného postupu návrhu vozidla. Hlavní částí práce je návrh kinematiky náprav provedený v programu Adams a spolu s tím návrh rámu vozidla. Model celého vozidla je vytvořen v programu Catia V5 a navržené verze rámu následně podrobeny analýze torzní tuhosti a analýze napjatosti v programu Ansys.

KLÍČOVÁ SLOVA

Baja SAE, nápravy, kinematika, rám, MKP, torzní tuhost, napjatost.

ABSTRACT

This master's thesis describes the design of the Baja SAE vehicle according to the applicable rules. In the beginning is the work focused on search competing vehicles and subsequently on design the first Baja SAE vehicle in the Czech republic. This thesis is systematically divided into chapters according process to the vehicle design. The main part of a master's thesis is design of axle kinematics in software Adams and frame design. The model was designed in Catia V5. The frame was analysed of torsional stiffness and stress in software ANSYS.

KEYWORDS

Baja SAE, axles, kinematics, frame, MKP, torsional stiffness, stress.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Hajdušek, Z. *Návrh vozidla Baja SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 105 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 15. května 2012

.....

Bc. Zdeněk Hajdušek



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří svým názorem a radou přispěli k vytvoření této diplomové práce. Zvláště bych pak chtěl poděkovat svým rodičům a rodině za podporu během celé doby mého studia. Poděkování patří rovněž vedoucímu práce Ing. Ondřeji Blaťákovi za odborné vedení a cenné připomínky.



OBSAH

Úvod	11
1 Baja SAE	12
1.1 Souhrn pravidel	12
1.1.1 Článek 1: všeobecné konstrukční požadavky	12
1.1.2 Článek 2: motor	12
1.1.3 Článek 8: ochranný rám	13
1.2 soutěžní disciplíny	14
1.2.1 Statické disciplíny	14
1.2.2 Dynamické disciplíny	15
2 Základní parametry ovlivňující chování vozu	18
2.1 Sbíhavost	18
2.2 Odklon kola	18
2.3 Příklon rejdové osy	19
2.4 Záklon rejdové osy	20
2.5 Závlek	20
2.6 Poloměr rejdu	21
2.7 Střed klopení	21
2.7.1 Střed klopení nezávislého lichoběžníkového zavěšení	22
2.7.2 Střed klopení kyvadlové úhlové nápravy	22
2.7.3 Osa klopení vozidla	23
2.8 Střed klonění	24
2.8.1 Střed klonění nezávislého lichoběžníkového zavěšení	24
2.8.2 Střed klonění kyvadlové úhlové nápravy	25
3 Koncepce a jednotlivé části vozidla Baja SAE	26
3.1 Koncepce vozidel Baja SAE	26
3.2 Hlavní částí vozidla Baja SAE	26
3.2.1 Rám	26
3.2.2 Pohon	27
A. Převzaté komponenty	27
B. Komponenty vlastní konstrukce	31
3.2.3 Zavěšení kol	32
A. Přední náprava	33
B. Zadní náprava	34
3.2.4 Brzdy	36



4	Koncepce, základní parametry a komponenty vozidla BS01	37
4.1	Koncepce vozidla BS01-A, BS01-B a BS01-C	37
4.2	Hlavní komponenty vozidla BS01	37
4.3	Parametry vozidla BS01	38
5	Konstrukční návrh náprav vozidla BS01	43
5.1	Přední náprava vozidla BS01	43
5.1.1	Konstrukční návrh	43
5.1.2	Analýza PN	47
5.2	Zadní náprava vozidla BS01-A	52
5.2.1	Konstrukční návrh ZN vozidla BS01-A	52
5.2.2	Analýza ZN vozidla BS01-A	52
5.3	Zadní náprava vozidla BS01-B	56
5.3.1	Konstrukční návrh ZN vozidla BS01-B	56
5.3.2	Analýza ZN vozidla BS01-B	56
5.4	Zadní náprava vozidla BS01-C	60
5.4.1	Konstrukční návrh	60
5.4.2	Analýza ZN vozidla BS01-C	61
6	Konstrukční návrh rámu vozidla BS01	63
6.1	Rám vozidla BS01-A	64
6.1.1	Rám_1	66
6.1.2	Rám_2	67
6.1.3	Rám_3	68
6.2	Rám vozidla BS01-B	70
6.2.1	Rám_4	70
6.2.2	Rám_5	70
6.3	Analýza torzní tuhosti rámu vozidla BS01-A a BS01-B	72
6.3.1	Možnosti výpočtu	73
6.3.2	Tvorba výpočtového modelu	74
	• Úprava modelu	74
	• Nastavení parametrů	74
	• Okrajové podmínky	75
6.3.3	Metodika výpočtu torzní tuhosti rámu	76
6.3.4	Torzní tuhost rámu Formule Student a terénní čtyřkolky	77
6.3.5	Torzní tuhost navržených rámu vozidla BS01-A	78
6.3.6	Torzní tuhost navržených rámu vozidla BS01-B	79



7	Celkové parametry vozu	81
7.1	Parametry vozu BS01-A	81
7.2	Parametry vozu BS01-B	83
8	Výsledný návrh vozidla BS01	86
8.1	Uvažované komponenty a jejich parametry.....	86
8.2	Kinematika náprav	88
8.3	Analýza torzní tuhosti rámu.....	91
8.4	Výsledný model	94
	Závěr	96
	Použité informační zdroje.....	99
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	102
	Seznam příloh	105



ÚVOD

Baja SAE je projekt, jehož hlavním cílem je konstrukce jednomístného terénního vozidla poháněného motorem o výkonu 10 HP dle stanovených pravidel. Do roku 2007 byla tato série známa pod označením “mini Baja SAE“. Stejně jako v České republice již dobře známý projekt Formule SAE (Formule Student) je i tento určený studentům technických univerzit na celém světě, nicméně nejvíce je rozšířený především v Americe, Africe a Asii. Vzhledem k širokému rozptylu zúčastněných univerzit je tato série rozdělena na dvě základní skupiny, kdy první tvoří univerzity ze severní Ameriky a druhou univerzity z Asie, Afriky a Ameriky jižní. Výsledkem práce týmů ze všech univerzit je konfrontace vlastního vozidla s ostatními při společných závodech, získávání nových kontaktů a rozvíjení znalostí všech zúčastněných studentů.

Snahou všech týmů je postavit co nejlehčí vozidlo, tak aby bylo maximálně konkurenceschopné, při dosažení co nejlepších parametrů v oblasti tuhosti rámu a chování podvozku při jízdě v terénu. Tyto požadavky jsou často velmi protichůdné a je tedy úkolem týmu najít jejich správný kompromis. Vzhledem k celkovému pojetí těchto závodů je nejen důležité jakých dosahuje vozidlo výsledků při jízdě, ale také je hodnoceno jeho konstrukční pojetí, snaha odlišit se od konvenčních konstrukcí a získat tím body navíc do konečného hodnocení.

Konstrukce celého vozidla je zpravidla úkolem pro celý tým konstruktérů-studentů, pro něž je tato práce především možností osvojit si techniku práce, komunikace a řešení problémů v týmu. Zároveň je běžnou praxí, že tyto vozidla si členové týmu staví vlastnoručně, čímž si osvojují jednotlivé činnosti související s výrobou závodního vozidla.

Pro tuto práci bylo stanoveno několik hlavních úkolů, jimiž se budu v průběhu celé práce zabývat. Prvním z nich je zmapovat běžně používané konstrukce konkurenčních týmů a na základě těchto informací zvolit konstrukci pro mnou navrhované vozidlo Baja SAE. Dále se budu zabývat volbou jednotlivých komponentů, možností jejich uspořádání ve vozidle a v neposlední řadě samotným konstrukčním návrhem prvního virtuálního prototypu vozidla Baja SAE v České republice s označením BS01. V průběhu konstrukčních prací bude zpracována oblast návrhu náprav tak, aby splňovaly základní požadavky na ně kladené, a ve spojitosti s tímto bude navrhnout prostorový trubkový ochranný rám, který bude následně podroben analýze torzní tuhosti a napjatosti. Celý návrh bude zpracován s ohledem na v současnosti platné pravidla organizace SAE, jimiž se tato série řídí.



1 BAJA SAE

Konstrukční návrh celého vozidla musí vycházet z platných pravidel pro sérii Baja SAE. Tyto pravidla jsou zaměřena především na oblast bezpečnosti a možnosti objektivního hodnocení jednotlivých vozidel. Kompletní souhrn pravidel je k nahlédnutí v anglickém jazyce na adrese <http://students.sae.org/competitions/bajasae/rules/> zdroj [8].

1.1 SOUHRN PRAVIDEL

1.1.1 ČLÁNEK 1: VŠEOBECNÉ KONSTRUKČNÍ POŽADAVKY

- Vozidlo musí mít 4 nebo více kol, jenž neleží v jedné přímé linii.
- Pro pohon je předepsán motor od společnosti Briggs & Stratton dle specifikace uvedené níže v pravidlech.
- Vozidlo musí být schopný ovládat jeden člověk o maximální výšce 190 cm a váze 113 kg.
- Maximální přípustná šířka vozidla je 162 cm v nejširším místě, měřená ve statické poloze a s koly v přímém směru.
- Maximální délka vozidla je 274 cm.
- Vozidlo musí být možné bezpečně provozovat na nerovném terénu. Takovým se rozumí pozemek s překážkami, jakými mohou být kameny, skoky, strmé svahy a za zhoršených podmínek, jakými jsou bláto, déšť či sníh.
- Vozidlo musí mít pro zdolávání těchto překážek dostatečnou světlostou výšku a trakci.

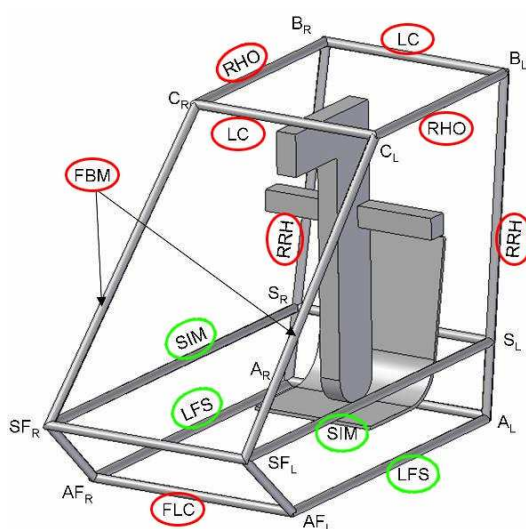
1.1.2 ČLÁNEK 2: MOTOR

- Dle pravidel je předepsáno využít motor od společnosti Briggs & Stratton o výkonu 10 HP.
- Týmy mají nárok na nový motor od této společnosti každou druhou sezónu, přičemž hradí pouze poštovné.
- Změna volnoběžných otáček motoru je povolena, výrobce však doporučuje $1750 \text{ min}^{-1} \pm 100 \text{ min}^{-1}$
- Každý motor je vybaven regulátorem otáček. Ten je nastaven na hodnotu 3800 min^{-1} nebo na nižší maximální rychlost, kterou určí pořadatel. Regulátor může být kdykoliv během soutěže zkontrolován a jakýkoliv zásah do něj je trestán vyloučením ze soutěže.



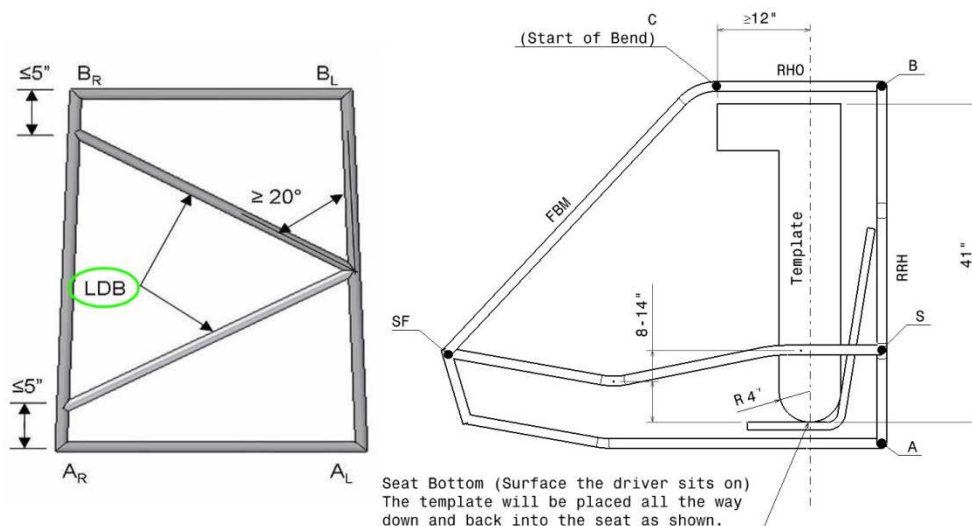
1.1.3 ČLÁNEK 8: OCHRANNÝ RÁM

- Účelem ochranného rámu je zachovat minimální bezpečný prostor kolem řidiče potřebný k zachování jeho bezpečnosti v případě nehody. Rám musí být navržený a vyrobený tak, aby zůstal celistvý i v případě nehody.
- Prostor pro řidiče je definovaný tak, že vzdálenost mezi řidičovou helmou a libovolnou boční plochou vozidla, tvořenou prvky rámu, musí být minimálně 152 mm. Minimální vzdálenost mezi rameny, boky, trupem, stehny, kolena, rukama a boční plochou vozidla pak musí být minimálně 76 mm. Tyto parametry se vztahují na všechny řidiče u technické kontroly v pohodlné jízdní poloze.
- Základní parametry ochranného rámu jsou definovány pomocí speciální šablony (viz Obr. 1), a od těchto rozměrů se odvíjí následující parametry ochranného rámu.



Obr. 1 Ochranný rám řidiče [8]

- Trubky tvořící ochranný rám řidiče jsou dle pravidel rozděleny do dvou základních skupin, pro něž jsou předepsány minimální rozměry.
- Do hlavní skupiny, tvořící tzv. **primární rám**, patří trubky s označením RRH, RHO, FBM, FLC a LC označené na Obr. 1 červeně. Pro tyto trubky je předepsaný minimální vnější průměr 25 mm a tl. stěny 3 mm.
- Vedlejší skupina, tzv. **sekundární rám**, je tvořena trubkami SIM, LFS, LDB označenými na Obr. 1 a Obr. 2 zelenou barvou.



Obr. 2 Zadní ochranný oblouk a boční pohled na ochranný rám [8]

- Zadní ochranný oblouk umístěný za řidičem (RRH) tvoří jeden z nejdůležitějších bezpečnostních prvků v případě převrácení vozidla. Dle pravidel musí být trubka tvořící část označenou jako RRH celistvá v celé své délce.

1.2 SOUTĚŽNÍ DISCIPLÍNY

Soutěžní disciplíny lze rozdělit do dvou základních skupin a to na dynamické a statické. Podle hodnocení v jednotlivých disciplínách je možné za každou z těchto získat určitý počet bodů a následně po dokončení poslední disciplíny je na základě součtu všech získaných bodů vyhlášen celkový vítěz. Maximální počet bodů za soutěžní víkend je 1000. Důležité, v případě těchto závodů, je nejen postavit konkurenceschopný vůz, ale také prezentace celého týmu a schopnost obhajovat své konstrukční návrhy před technickými komisaři při statických disciplínách.

1.2.1 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Maximální počet bodů, který je možné získat v součtu všech statických disciplín je 300. Mezi tyto disciplíny se řadí:

- **Technická kontrola**
Každé z vozidel musí splňovat přísná pravidla, jež jsou kontrolována vždy před soutěží technickými komisaři. Tato disciplína není bodována a je brána jako stěžejní. Jakékoliv nedodržení pravidel je důvodem pro vyloučení týmu ze soutěže.
- **Technická zpráva**
Tato zpráva by měla stručně shrnout důvody jednotlivých konstrukčních řešení a srovnat je např. s jinými variantami. Maximální délka zprávy je 14 stran A4.
- **Hodnocení konstrukčního řešení**
V této disciplíně se hodnotí propracovanost a návaznost jednotlivých montážních celků. Dále pak inovativní přístup v konstrukci jednotlivých částí vozidla.



- **Zpráva o rozpočtu**

Zpráva by měla obsahovat veškeré doklady o nákupech dílů s cenou vyšší než 30 dolarů. Týká se pouze nákupů za maloobchodní ceny v běžné nákupní síti vyjma obchodů typu e-bay, atd.

- **Analýza možné výroby**

Cílem této disciplíny je přesvědčit komisi, jakožto potenciálního výrobce, o svém vozidle jako vhodném produktu s objemem výroby 4000 ks ročně.

- **Prezentace týmu**

Každý z týmů na možnost prezentace vozidla a týmů před komisí. Maximální povolený čas je 6 minut, a následně 3 minuty na zodpovězení případných otázek poroty.

1.2.2 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Počet bodů, jež je možné celkem získat v dynamických disciplínách je 700. Ze všech disciplín je nejlépe hodnocený závod vytrvalosti.

- **Akcelerace** (60 nebo 75 bodů)

Při této disciplíně se měří čas, za který vozidlo urazí vzdálenost 30,48 m nebo 45,72 m. Každé vozidlo má dva pokusy a hodnocení se uděluje za lepší z dosažených časů (Obr. 4).

- **Jízda do vrchu nebo trakce** (60 nebo 75 bodů)

V případě, že v areálu není možné vykonávat závod do vrchu (Obr. 3), je tato nahrazena soutěží v tahání nadměrného nákladu. Vozidla mají dva pokusy a hodnotí se lepší z dosažených časů nebo ujetá vzdálenost.



Obr. 3 Jízda do vrchu [9]



Obr. 4 Akcelerace [10]



- **Ovladatelnost** (60 nebo 75 bodů)

Vozidla při této disciplíně projíždí pořadatelem vytyčenou trať a snaží se vyhnout kontaktu s tyčemi, vytyčujícími dráhu. Trať může být tvořena náročným terénem, kameny, skoky, písčitým podložím atd. Hodnotí se opět lepší z dvojice dosažených časů. Při neprojetí vytyčené dráhy nebo kontaktu s tyčí následuje penalizace dle pravidel.

- **Speciální disciplíny** (60 nebo 75 bodů)

Sem se řadí disciplíny prováděné v unikátních přírodních podmínkách. Patří sem např. testování odpružení, překonávání překážek tvořených kameny (Obr. 6), kládami (Obr. 5), bahnem popř. ovladatelností ve vodě (ta pro sezónu 2012 není zahrnuta). Tyto disciplíny a jejich hodnocení jsou vypsány pořadatelem při zahájení registrace na dané závody.



Obr. 5 Přejezd klád [9]



Obr. 6 Kamenitá trať [11]

- **Závod vytrvalosti** (400 bodů)

Závod je velmi specifickou disciplínou, v níž se ukazují schopnosti všech vozidel překonávat terén při vyšších rychlostech (Obr. 7). Dále pak ukazuje, jakou jednotlivá vozidla vykazují spolehlivost na delší vzdálenost, a to během přímé konfrontace s konkurenčními vozidly. Závod vytrvalosti je vypsán buď na určitý časový úsek, nebo na délku závodu. V případě závodu na čas se jedná zpravidla o hodnotu 4 hodin. V obou případech se jedná o závod s hromadným startem. Celý průběh závodu je sledován traťovými komisaři a řízen pomocí barevných vlajek stejně jako je tomu např. u Formule 1. Při porušení pravidel může stejně jako u ostatních disciplín každý traťový komisař udělit danému vozidlu penalizaci za jeho prohřešek, nebo jej, v případě hrubého porušení pravidel, ze závodu vyloučit.



Obr. 7 Závod vytrvalosti [32]

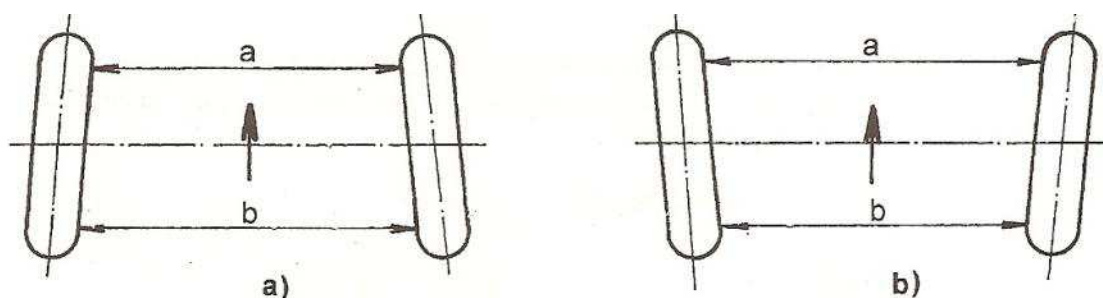


2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ CHOVÁNÍ VOZU

Tato kapitola byla zpracována s použitím literatury [1], [2], [3] a [4].

2.1 SBÍHAVOST

Jedná se o parametr charakterizovaný jako úhel promítnutý do půdorysu, který svírá podélná rovina vozidla se střední rovinou kola. Značí se δ_0 . Pokud je přední strana kola při pohledu na půdorys přikloněna ke středu vozidla jako na Obr. 8a, jedná se o sbíhavost (vzdálenost „a“ je menší, než vzdálenost „b“). Rozbíhavost pak v případě, že je přední část kola od podélné roviny vozu odkloněná (Obr. 8b).

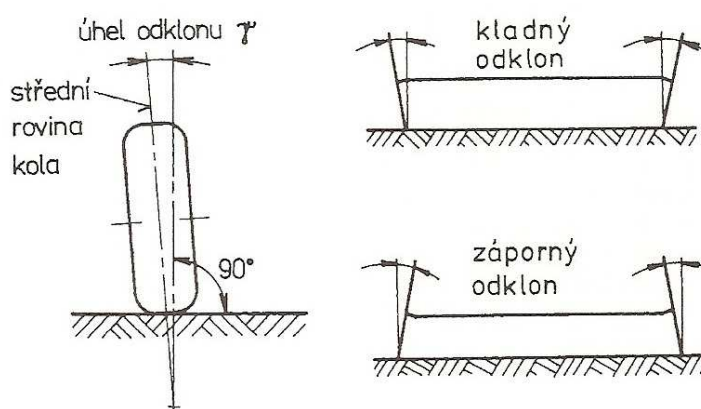


Obr. 8 Sbíhavost a rozbíhavost kol [4]

Tento parametr ovlivňuje odvalování pneumatik a napomáhá tyto udržovat v přímém směru. Příliš vysoká hodnota sbíhavosti způsobuje nadměrné opotřebení pneumatik, a proto se u osobních automobilů volí ve většině případů v rozmezí 0° až $30'$.

2.2 ODKLON KOLA

Jedná se o úhel γ , který svírá střední rovina kola se svislicí (Obr. 9).



Obr. 9 Odklon kola [4]

Pokud je kolo přikloněno ke středu vozidla, jedná se o záporný odklon kola, kterému se říká negativ. V opačném případě jde o kladný odklon kola označovaný jako pozitiv. Běžné osobní vozy mají tento parametr nastavený na hodnotě 0° nebo mírně záporný. Toto nastavení je vhodné především při průjezdu zatáčkou, kde vlivem působení odstředivých sil způsobujících

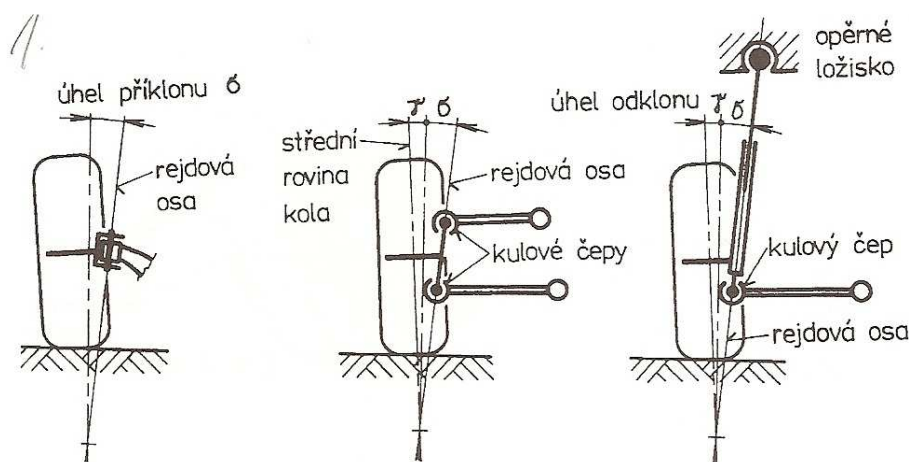


klopení celého vozidla dochází k částečné kompenzaci tohoto úhlu a vozidlo tak jede po celé ploše pneumatiky. Díky tomu je tedy pneumatika schopná přenášet větší zatížení a tuto zatáčku projet rychleji. Se zvyšujícím se záporným odklonem však dochází ke zvyšování opotřebení pneumatik, které navíc není stejnoměrné.

U závodních vozidel bývá tento parametr nastaven již ve statickém stavu na vyšší záporné hodnoty, protože opotřebení pneumatik je v tomto případě podřadné.

2.3 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Příklon rejdové osy značíme σ . Jedná se o úhel, který svírá rejdová osa (osa, kolem které se při řízení kolo otáčí) se svislicí (Obr. 10).



Obr. 10 Příklon rejdové osy [4]

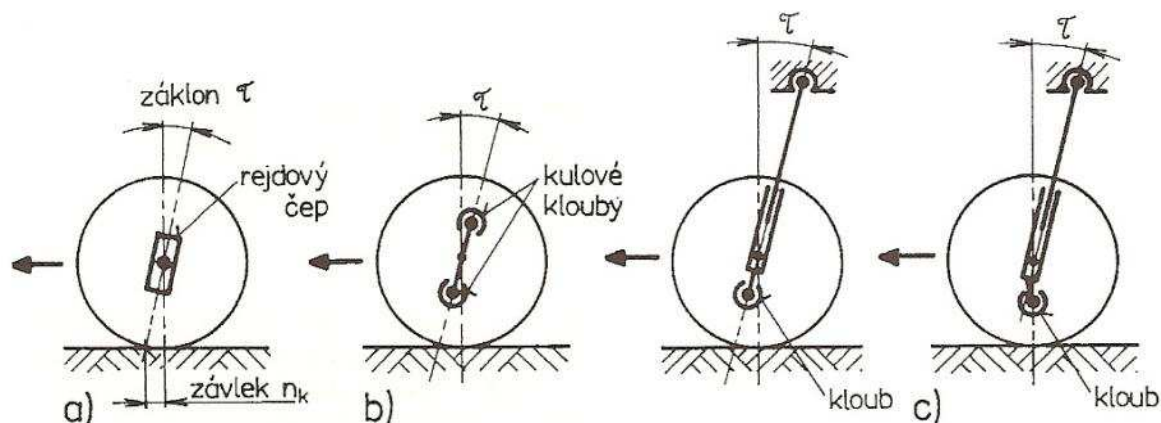
V případě lichoběžníkové nápravy, jako je na Obr. 10 uprostřed, je rejdová osa tvořena spojnici dvou nad sebou umístěných kulových čepů. Na Obr. 10 vpravo je pak znázorněn příklon rejdové osy u konstrukce nápravy typu McPherson, kdy je tato definována jako spojnice spodního kulového čepu a horního ložiska tvořícího otočné uložení tlumiče.

Příklon je jedním z parametrů ovlivňujících samovolné natáčení kol do přímého směru. Při otáčení kol způsobeném řízením, dochází k jejich samovolnému zvedání, což následně způsobuje vznik tzv. vratného momentu. K samovolnému vracení kol dochází pouze v případě, že je příklon kladný ($\sigma > 0$).

Hodnota příklonu u osobních automobilů bývá v rozmezí 5° až 14° .

2.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Jak je možné vidět na Obr. 11, jedná se o úhel τ sevřený rejdovou osou a příčnou rovinou přední nápravy, promítnutý do podélné roviny vozidla.



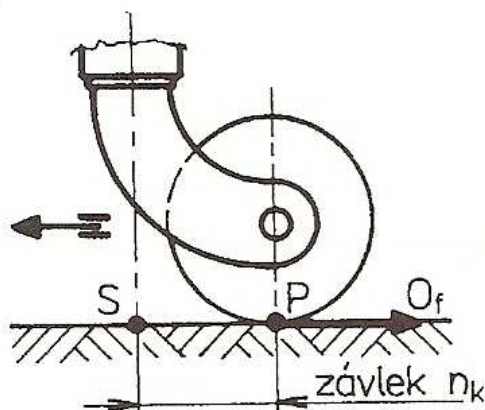
Obr. 11 Záklon rejdové osy [4]

Pokud je rejdová osa skloněná vzad směrem vzhůru (Obr. 11a), je tento považovaný za kladný a naopak pokud je osa skloněná vpřed jedná se o záporný záklon (označovaný jako předklon).

2.5 ZÁVLEK

Závlek n_k je parametr, který úzce souvisí s hodnotou záklonu rejdové osy. Je to vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s vozovkou a bodem styku pneumatiky s vozovkou (Obr. 11a). Pokud je při pohledu zboku průsečík rejdové osy s vozovkou před středem kola (Obr. 11a), jedná se o kladný závlek, v opačném případě pak o záporný závlek (tzv. předvlek).

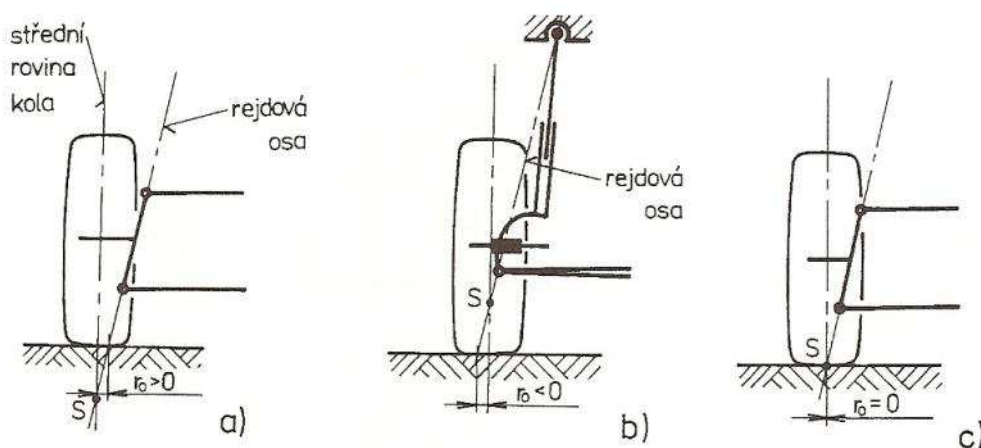
Účinek závleku způsobující vrácení kol do přímého směru je známý z principu funkce koleček nákupních vozíků. Kolečko je vlivem závleku při pohybu ve směru šipky vlečeno, viz Obr. 12, nikoliv tlačeno.



Obr. 12 Závlek kola [4]

2.6 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu se značí r_0 a jedná se o vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou (Obr. 13) promítnutý do příčné roviny vozidla.



Obr. 13 Poloměr rejdu [4]

Pokud je průsečík rejdové osy s vozovkou blíže ke středu vozu než střední rovina kola, jedná se o kladný poloměr rejdu (Obr. 13a). V opačném případě se jedná o záporný poloměr rejdu (Obr. 13b). Velikost poloměru rejdu ovlivňuje velikost vratného momentu, kdy se vzrůstající hodnotou poloměru rejdu vzrůstá vratný moment a opačně. Se vzrůstající hodnotou poloměru rejdu však stoupá také citlivost na podélné síly.

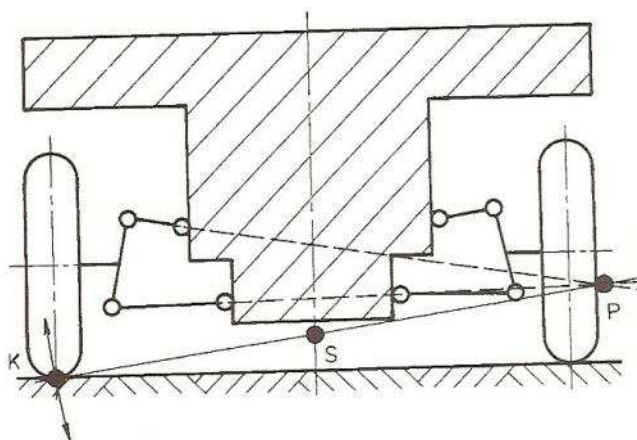
Hodnota poloměru rejdu by neměla být u osobních vozidel vyšší než 40 mm, protože při rozdílných odporech nebo brzdných silách se vozidlo tzv. stáčí a řidič musí toto korigovat, tak aby udržel vozidlo v přímém směru.

2.7 STŘED KLOPENÍ

Jedná se o parametr, který výrazným způsobem ovlivňuje chování vozu při průjezdu zatáčkou. Obecně je možné tento parametr rozdělit na střed klopení kola a střed klopení karosérie. Z globálního hlediska je při průjezdu zatáčkou důležitá především poloha středu klopení karosérie vůči těžišti, protože právě na tomto rameni působí hmotnost vozu v něm soustředěná. Obecně se dá říct, že snahou je dosáhnout co nejnižší polohy jak těžiště, tak i středu klopení karosérie, protože tím dojde k minimalizování momentu vznikajícího vlivem odstředivých sil při průjezdu zatáčkou. Pro každý typ nápravy se konstruuje trochu odlišně, a proto nyní představím variantu konstrukce pro nezávislé lichoběžníkové zavěšení a kyvadlovou úhlovou nápravu.

2.7.1 STŘED KLOPENÍ NEZÁVISLÉHO LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Konstrukce středů klopení karosérie i nápravy je patrná z Obr. 14.



Obr. 14 Konstrukce středů klopení nápravy (P) a karosérie (S)

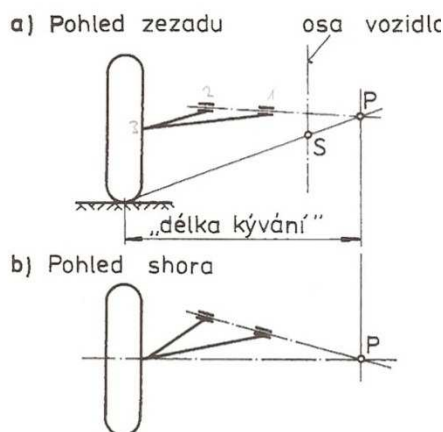
nezávislého lichoběžníkového zavěšení [4]

Pokud leží okamžitý střed klopení kola (P) daleko od kola, dochází při propuštění jen k minimálním změnám rozchodu a odklonu. Poloha středu klopení karosérie (S) pak vznikne jako průsečík podélné roviny vozidla s přímkou vedenou z bodu kontaktu kola s vozovkou a okamžitého středu klopení nápravy (P) v průmětu do příčné roviny vozidla. Poloha bodu S je tedy dána vzájemným sklonem obou příčných ramen. V případě, že by ramena byla konstruována tak, aby střed klopení karosérie S ležel ve stejné výšce, jako těžiště, došlo by tak k eliminaci momentu způsobujícího naklání vozidla při průjezdu zatáčkou. Toto naklání však není vhodné úplně eliminovat.

Výhodou lichoběžníkového zavěšení je možnost nastavit vzájemným sklonem obou ramen i další parametr, kterým je klonění nápravy.

2.7.2 STŘED KLOPENÍ KYVADLOVÉ ÚHLOVÉ NÁPRAVY

Konstrukce středu klopení kyvadlové úhlové nápravy je principiálně odlišná od lichoběžníkové. Pro správné navržení je zapotřebí zkombinovat jak nárys, tak i půdorys ZN viz Obr. 15.

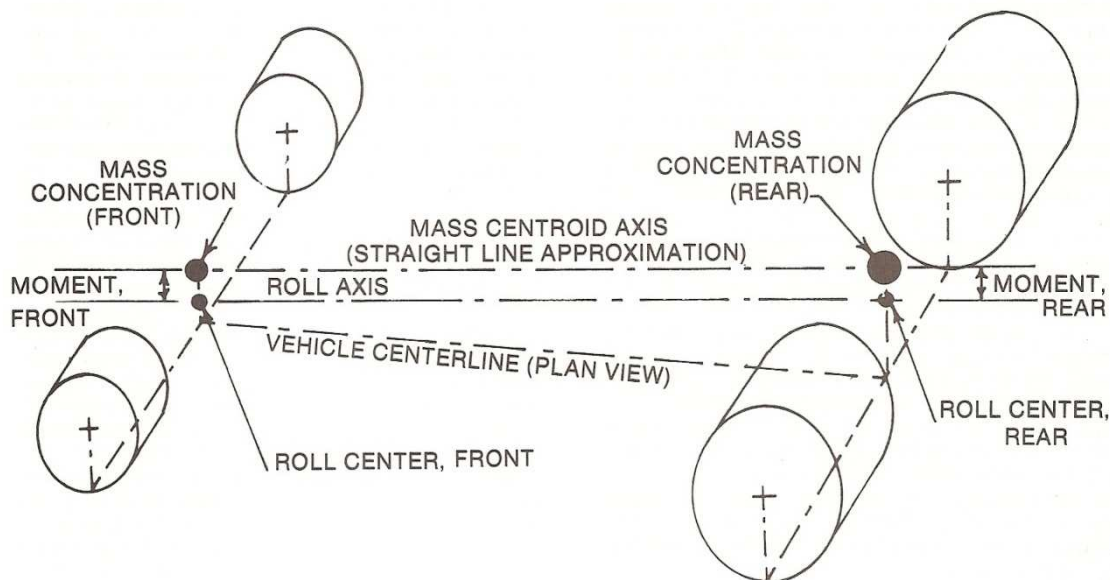


Obr. 15 Konstrukce středů klopení nápravy (P) a karosérie (S) kyvadlové úhlové nápravy [4]

Okamžitý střed klopení kola (P) lze zkonstruovat v půdoryse (Obr. 15b) jako průsečík osy procházející body pro uchycení ramene k rámu a osy nápravy. Tento je následně zapotřebí přenést do nárysu (Obr. 15a). Následným spojením středu klopení kola s bodem styku pneumatiky s vozovkou vznikne přímka, jejíž průsečík s průmětem podélné roviny vozidla vznikne střed klopení karosérie. (S).

2.7.3 OSA KLOPENÍ VOZIDLA

Na výsledné chování vozu má rovněž významný vliv i sklon osy klopení vozidla. Tato osa je tvořena spojnicí středů klopení PN a ZN viz Obr. 16.



Obr. 16 Osa klopení vozidla [2]

Aby vozidlo bylo při jízdě stabilní a jeho chování klidné a snadno předvídatelné, je zapotřebí, aby sklon této osy stoupal, stejně jako je tomu na Obr. 16, při pohledu na vozidlo z boku směrem dozadu. Sklon této osy se dle neoficiálních informací pohybuje v rozmezí 0° až 3° , rozhodně by však osa neměla být skloněná opačně. Dle zkušeností se pak vozidlo chová pocitově velmi neklidně.

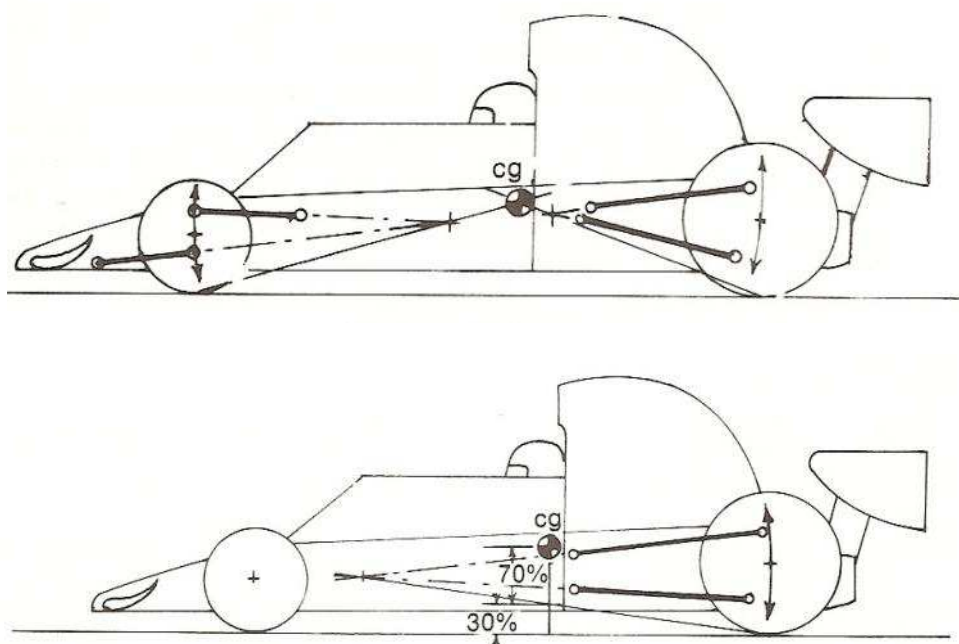


2.8 STŘED KLONĚNÍ

Střed klonění je další z velmi důležitých parametrů. Stejně jako parametr klopení je možné jej rozdělit na střed klonění kola a střed klonění karosérie. Tento parametr ovlivňuje chování vozu při brzdění (anti-dive) a akceleraci (anti-squat), kdy dochází k zanořování přední části vozu resp. poklesu zadní části vozu způsobené prudkou akcelerací. Okamžitý střed klonění kola je myšlený bod, kolem kterého se při propružení dané kolo otáčí v podélné rovině vozidla. Stejně jako u klopení se konstrukce liší dle použitého typu nápravy.

2.8.1 STŘED KLONĚNÍ NEZÁVISLÉHO LICHOBĚŽNÍKOVÉHO ZAVĚŠENÍ

Jak již bylo zmíněno výše, pokud se bavíme o klonění přední nápravy, jedná se o tzv. anti-dive. U zadní pak anti-squat. Konstrukce je patrná z Obr. 17.



Obr. 17 Anti-dive a Anti-squat [2]

Oba tyto parametry se vztahují k poloze těžiště vozidla (CG). Pokud by byl sklon jednotlivých ramen takový, že spojením bodů styku kola s vozovkou a okamžitého středu klonění kola bychom získali přímku, která by protínala bod těžiště, hodnota anti-dive a anti-squat by byla 100% (Obr. 17-nahoře). U vozidla by při brzdění nebo akceleraci nedocházelo k žádnému zanořování přední části vozu resp. poklesu zadní části vozu. Toto chování však není žádoucí, protože vlivem brzdění dochází k přenosu určité části hmotnosti vozidla na PN a ta je tedy schopna dosáhnout, s ohledem na zvolené pneumatiky, větší hodnoty přilnavosti než je tomu ve statickém stavu.

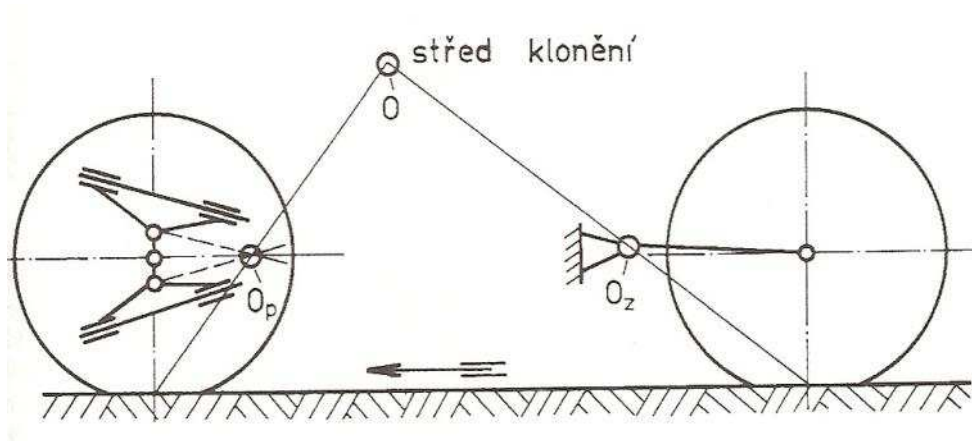
Běžnou praxí je nastavení hodnoty parametrů anti-dive a anti-squat na určité procentuální hodnotě. Tato hodnota vyjadřuje procentuální část výšky těžiště vozidla, jak je dobře patrné z Obr. 17-dole.

Určit správně tyto parametry pro daný typ vozidla je velmi složité a vyžaduje velké množství zkušeností a testování.



2.8.2 STŘED KLONĚNÍ KYVADLOVÉ ÚHLOVÉ NÁPRAVY

Střed klonění kyvadlové úhlové nápravy resp. karosérie se určuje stejně jako u předešlé varianty v závislosti na tom, zda máme brzdy umístěny uvnitř kola nebo u výstupu z diferenciálu. V případě, že jsou brzdy umístěny uvnitř kola, probíhá konstrukce středu klonění karosérie s použitím kyvadlové úhlové ZN dle Obr. 18.



Obr. 18 Klonění kyvadlové úhlové ZN [4]

Hodnota klonění ZN, neboli anti-squat, se určuje stejným způsobem jako hodnota anti-dive v případě PN. Opět je důležité, v jaké výšce protíná přímka vedená z bodu kontaktu kola s vozovkou a středu klonění ZN (O_z) svislici spuštěnou z těžiště vozidla. Tento parametr ovlivňuje velikost poklesu zadní části auta při prudké akceleraci. V případě, že by tato přímka vedla přesně do těžiště vozidla, byla by hodnota anti-squat na hodnotě 100% a zadní část vozu by i při prudké akceleraci neklesla.



3 KONCEPCE A JEDNOTLIVÉ ČÁSTI VOZIDLA BAJA SAE

Hlavním cílem této diplomové práce je navrhnout prototyp vozidla Baja SAE. Proto je nutné v úvodu samotné práce zmapovat již existující vozidla konkurenčních týmů a na základě nashromážděných informací se následně rozhodnout jakým směrem se bude tato práce ubírat. Informace byly čerpány převážně ze zdroje [23] a ze stránek jednotlivých týmů.

3.1 KONCEPCE VOZIDEL BAJA SAE

Konstrukce tohoto vozidla je do značné míry určována pravidly, což má za následek, že z hlediska koncepce se od sebe jednotlivé vozidla příliš neliší.

Dle pravidel se musí jednat o vozidlo s poháněnou zadní nápravou. Dá se tedy říct, že při požadavku na optimální trakci zajištěnou správným rozložením hmotnosti, je možné umístit motor pouze do blízkosti zadní nápravy, tedy za řidiče (Obr. 19).



Obr. 19 MichiganTechBaja [12]

Z tohoto pohledu se tedy jedná o vozidlo s motorem umístěným v zadní části a pohonem zadní nápravy. Rozdíly mezi vozidly jednotlivých týmů tak vznikají především v konstrukčním provedení jednotlivých skupin, jež budou blíže popsány v následujících kapitolách.

3.2 HLAVNÍ ČÁSTI VOZIDLA BAJA SAE

3.2.1 RÁM

S ohledem na pravidla o bezpečnosti je rám tvořen jako prostorový svařenec (Obr. 20), z pravidly definovaných profilů. Tyto mohou být následně dále vyztuženy, přičemž se jedná především o výztuhy a úchyty pro připevnění náprav, motoru a zbylého příslušenství k rámu. Jednou z alternativ je možnost tuto strukturu dále vyztuzit pomocí do rámu vložených desek z uhlíkové voštiny, tak jak bylo v minulosti uvažováno pro vozidlo Formule Student na VUT.



Obr. 20 Rám vozidla Baja SAE, University of Dayton [13]

Toto bylo plánováno s cílem zvýšení hodnoty torzní tuhosti rámu, nicméně rovněž dojde k nárůstu hmotnosti. Proto by bylo nutné tuto alternativu důkladně zvážit a podložit daty ze simulací v MKP. Reálná aplikace této varianty vyztužení rámu však nebyla nalezena.

Rám lze z konstrukčního hlediska rozdělit do dvou zón. První zóna je tvořená přední částí ochranného rámu určeného pro ochranu řidiče. Některé z hlavních rozměrů jsou definovány pravidly. Druhou zónu pak tvoří zadní část rámu, jejíž konstrukční řešení je mezi jednotlivými týmy velmi odlišné a to s ohledem na zvolený typ konstrukce zadní nápravy.

3.2.2 POHON

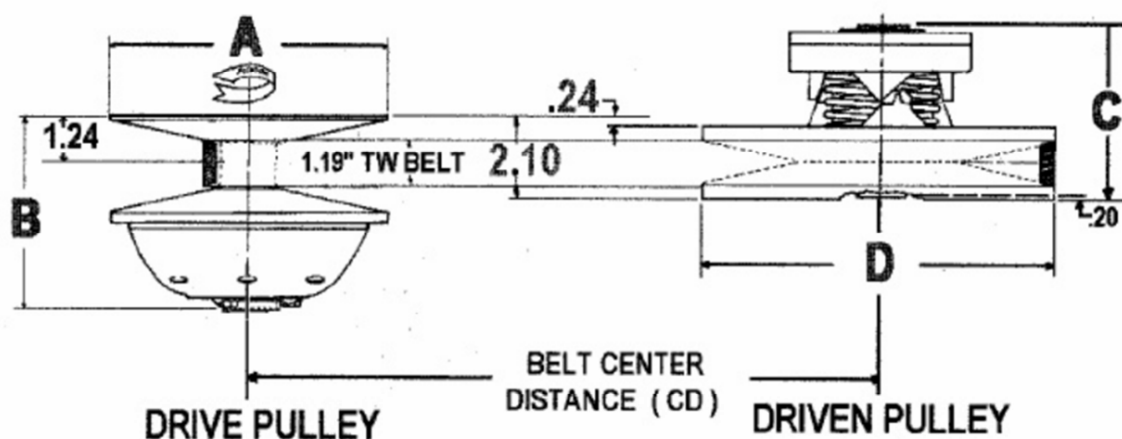
Základní prvek soustavy pohonu je motor. Vzhledem k tomu, že ten je definován pravidly, budu se tedy zabývat především komponenty na něj navazujícími. Skupinou, která je v rámci celého vozidla nejvíce odlišná mezi jednotlivými týmy, je právě skupina na motor navazujících zařízení. Rozdíly souvisí s technickou úrovní jednotlivých týmů, zkušenostmi s vozy této kategorie a v neposlední řadě taky s finančními možnostmi týmů. Při konstrukci jsou tedy využívány tyto dva hlavní principy konstrukce:

A. PŘEVZATÉ KOMPONENTY

Méně početné týmy, popřípadě týmy s tímto projektem teprve začínající, volí často cestu převzatých komponentů s parametrově srovnatelných vozidel typu ATV. Nejvíce jsou k těmto účelům využívány terénní čtyřkolky Polaris. Další možností je pak využít pro tyto účely vhodných sériově vyráběných komponentů. Obecně mezi tyto přejímané komponenty patří zejména:

- **Variátor** (CVT - Continuously variable transmission)

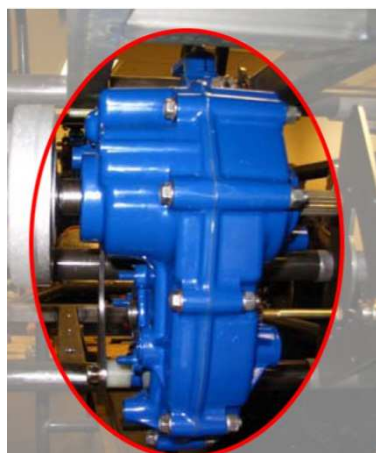
Jedná se o druh převodovky, která má plynule měnitelný převodový poměr. K tomu dochází plynulou změnou průměru řemenic jak u hnané, tak i hnací řemenice. Toto zařízení bývá osazeno odstředivou spojkou. Nejvíce rozšířenými jsou variátory od firmy Comet, Polaris, CVTech a Gaged Engineering. Firma Comet nabízí celou škálu typů, ale mezi týmy je nejrozšířenější typ Comet 790 (Obr. 21).



Obr. 21 Comet 790 [24]

- **Převodovky H-L-N-R**

Konstrukce s využitím převodovky z jiných strojů je relativně častým řešením. V případě převodovky H-L-N-R se jedná o dvourychlostní převodovku. Dle informací, které se podařilo zjistit, je jednou z alternativ dvourychlostní převodovka používaná firmou Polaris. Konkrétně pak např. převodovky z modelů Magnum ročník 95'-96' (Obr. 23) a Trail boss (Obr. 22).



Obr. 22 Polaris model Trail boss [14]



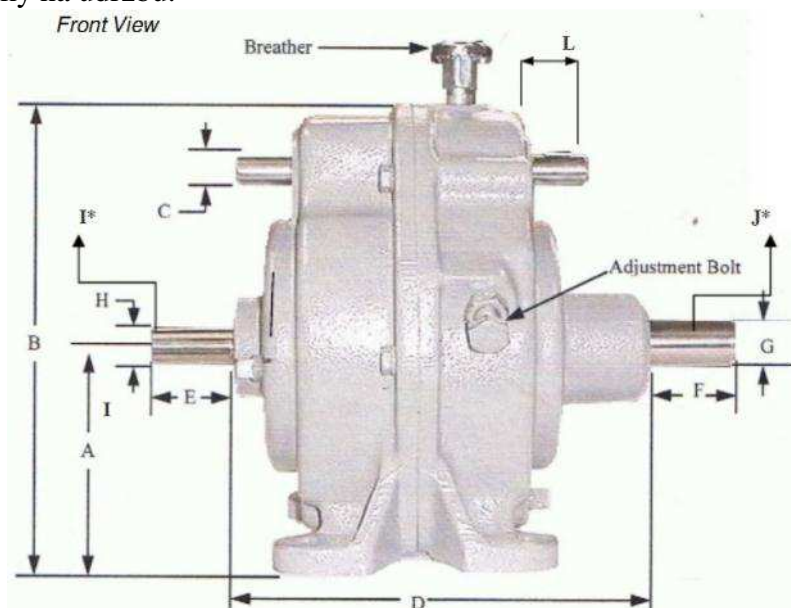
Obr. 23 Polaris model Magnum [15]

Další aplikace převodovky tohoto typu byla nalezena u čtyřkolky Kymco MXU 450i. Ve všech případech aplikací převodovek tohoto typu se jedná o čtyřkolky užitkové. Byť se jedná o převodovky dvoustupňové, volbu převodového stupně je nutné provádět při stojícím vozidle. Proto se v podstatě jedná o převodovku jednostupňovou s možností měnit převodový stupeň dle potřeby řidiče za klidu stroje. Toto může mít uplatnění především pro některé soutěžní disciplíny prováděné při nižší rychlosti.



- **Převodovky F-N-R**

V tomto případě se jedná o jedno-rychlostní převodovky (Obr. 24), umožňující řidiči využít zpětný chod. Tato varianta je mezi týmy široce rozšířena především pro svou jednoduchost a minimální nároky na údržbu.



Obr. 24 F-N-R gearbox [24]

- **Vícestupňové převodovky**

Některé týmy ve snaze využít potenciál motoru volí vícestupňové převodovky. Jedním z nich je i tým z Portlandu, který v sezóně 2007-2008 zvolil 5-ti stupňovou převodovku s automatickou spojkou z terénní užitkové čtyřkolky Suzuki Ozark.

Další variantu představil tým z Missouri. Ten pro své vozidlo Baja SAE zvolil 6-ti stupňovou sekvenční převodovku.

- **Diferenciál**

Diferenciál je zařízení, umožňující přenos krouticího momentu z převodovky na kola při změně poměru jejich otáček. Tohoto principu se využívá především z důvodu potřeby řešit přenos krouticího momentu na kola při průjezdu zatáčkou, kdy se každé kolo pohybuje po jiném poloměru zatáčky a urazí tak jinou vzdálenost.

Týmy stavící vozidla Baja SAE řeší tuto problematiku principiálně dvěma způsoby:

- **Vozidlo bez diferenciálu**

Některé týmy se možnosti využití diferenciálu vzdávají. Vozidla Baja SAE se pohybují výhradně po nezpevněném terénu, a proto je možné využít skluzu pneumatiky, kompenzující rozdíl otáček jednotlivých kol při průjezdu zatáčkou. Tento způsob využívají především týmy, které volí centrální zadní kyvnou nápravu, viz Obr. 25.



Obr. 25 Centrální zadní kyvná náprava bez diferenciálu [15]

➤ *Vozidlo s diferenciálem*

Druhou variantou je možnost využití diferenciálu, čímž dojde ke snížení smýkání kol při průjezdu zatáčkou. To má za následek lepší přilnavosti pneumatik s vozovkou, snížení jejich opotřebení, zlepšení stability a ovladatelnosti vozidla.

Mezi nevýhody využití diferenciálu patří fakt, že v ozubení dochází k tření a tedy ke ztrátám, což způsobí nižší celkovou účinnost. Další problém může nastat v případě, že jedno z kol stojí na povrchu s výrazně nižším koeficientem tření než druhé. To může mít za následek zhoršení nebo až nemožnost vozidla se rozjet. Řešením tohoto problému je použití tzv. uzávěrky diferenciálu, která prakticky diferenciál vyřadí z provozu a umožní vozidlu se rozjet.

Výhody použití diferenciálu převažují nad nevýhodami a proto je využití tohoto zařízení značně rozšířené.

Běžně používané samostatně umístěné diferenciály jsou od firmy Comet (Obr. 26 a Obr. 27). Přesná specifikace včetně rozměrů je k nahlédnutí v katalogu firmy Comet pro sérii Baja SAE [24].



Obr. 26 Diferenciál Comet SCD-1[16]



Obr. 27 Diferenciál Comet SCD-1 upravený [16]

B. KOMPONENTY VLASTNÍ KONSTRUKCE

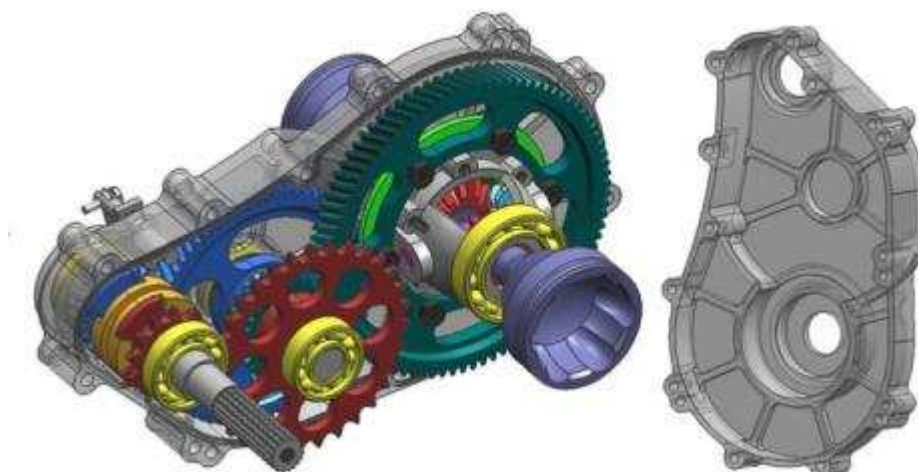
Do kategorie týmů s vlastní konstrukcí hnacího traktu se nejčastěji řadí týmy s bohatými zkušenostmi, které již úspěšně prošly fázemi prvních vozidel s převzatými komponenty. Následně je tedy možné se setkat především s převodovkami vlastní výroby. Hlavním důvodem je snaha na základě již získaných dat sestavit optimální převod pro vlastní vozidlo, aby bylo možné maximálně využívat potenciálu motoru a celého vozidla. Dalším, neméně důležitým faktorem je snaha odlišit se od ostatních týmů a jak zde již bylo zmiňováno získat tak cenné body do konečného hodnocení.

• Převodovky vlastní konstrukce

Konstrukce vlastní převodovky je velmi náročným úkolem, a to jak časově, tak i finančně. Jsou však univerzity, které se vydaly touto cestou a sbírají tak cenné body za inovaci v konstrukci vozidla Baja SAE. Obecně se dá říct, že převodovky vlastní konstrukce jsou navrhovány jako:

➤ *Převodovky s čelním ozubením*

Studenti Michigan Technological University postavili převodovku typu F-N-R vlastní konstrukce s možností mechanického uzamknutí diferenciálu (Obr. 28). Ten byl použit ze staršího vozidla a následně pro dané účely upraven. Hmotnost celé převodovky se podařilo dostat dle oficiálních stránek týmu pod hodnotu 11,5 kg.



Obr. 28 FNR převodovka s diferenciálem, Michigan Technological University, 2007-2008 [17]

➤ *Převodovky planetové*

Další možností je navrhnout a vyrobit planetovou převodovku jako v případě Queen's University (Obr. 29)



Obr. 29 Planetová převodovka, Queen's University [18]

Jak je možné vidět z celé této kapitoly, možnosti jsou v této oblasti velmi široké a volba konkrétního řešení je na zvážení a diskuzi každého z týmů. Výrazným prvkem, který do celé této problematiky promlouvá, je celková koncepce vozidla.

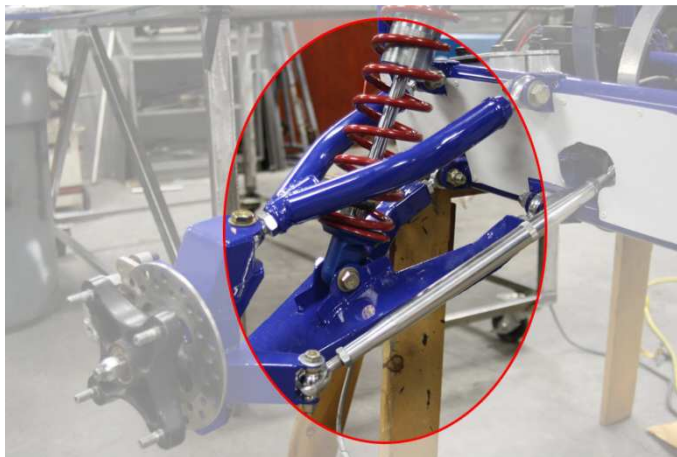
3.2.3 ZAVĚŠENÍ KOL

V této části jsou pravidla pro konstrukci vozidla Baja SAE naprosto otevřená a umožňují tak všem týmům volbu libovolného typu zavěšení kol. Od volby daného typu nápravy se následně odvíjí celkový návrh rámu a dalších prvků na vozidle.



A. PŘEDNÍ NÁPRAVA

Pro přední nápravu většina týmu využívá lichoběžníkového nezávislého zavěšení. Toto je tvořeno dvěma nad sebou umístěnými rameny ve tvaru písmene „A“ viz Obr. 30, jimiž prochází tlumič ke spodnímu z ramen, kde je upevněn.



Obr. 30 Přední náprava s ocelovými rameny [19]

Ramena jsou ve většině případů vyrobena jako svařenec z ocelových profilů, do nichž jsou upevněny prvky tvořící vazbu mezi rameny a rámem resp. těhlicí kola. Alternativou jsou pak ramena vyrobená z kompozitních materiálů (Obr. 31)



Obr. 31 Horní rameno z kompozitních materiálů [20]

Tento typ nápravy je hromadně využíván pro svou širokou možnost nastavení požadovaných parametrů a možnost velmi snadného přenastavení na podmínky panující při jednotlivých závodech. Dalším důležitým faktem hovořícím ve prospěch tohoto typu nápravy je malá prostorová náročnost. U běžných automobilů se tímto způsobem řeší potřeba zajistit dostatečný prostor pro motor. V tomto případě mezi nápravami sice není umístěn motor, ale vzhledem k požadavku na optimální rozložení váhy je v prostoru mezi nápravami požadován prostor pro nohy řidiče.



B. ZADNÍ NÁPRAVA

Zatímco pro přední nápravu drtivá většina týmů využívá nezávislé lichoběžníkové zavěšení, u konstrukce zadní nápravy je možné narazit hned na několik konstrukčních řešení. Jedná se o tyto varianty:

- *Nezávislá lichoběžníková náprava*

Jedná se o stejný typ zavěšení, jako u přední nápravy. Jediným rozdílem oproti přední nápravě je nutnost upevnit tlumič na horní z obou ramen. Důvodem k tomuto je nutnost v prostoru mezi rameny umístit hnací hřídel, která vede od diferenciálu k náboji kola.

- *Kyvadlová úhlová náprava*

Jedná se o mezi týmy poměrně rozšířený typ zadní nápravy. Osa kývání je ve většině případů šikmá jak v nárysu, tak i v půdorysu, čímž při propružení kol dochází k samořízení. To má většinou za následek vznik tzv. nedotáčivosti. Vlivem změny rozchodu u této nápravy je nutné stejně jako u nezávislého lichoběžníkového zavěšení zajistit změnu délky hnacích hřídelí.



Obr. 32 Kyvadlová náprava, North Carolina State University 2010 [21]

Velkou výhodou této nápravy je její konstrukční jednoduchost a malé zástavbové nároky (Obr. 32). V kombinaci s možností navrhnout jednodušší a lehčí rám se jedná o velmi vhodný typ nápravy. Nevýhody této nápravy spočívají v její konstrukční jednoduchosti, která zhoršuje možnost nastavení jednotlivých parametrů. Na základě toho je pak zhoršena i možnost celkově naladit kinematiku nápravy v průběhu zdvihu.



- **Kombinace kyvadlové nápravy s lichoběžníkovou**

Tato náprava byla diskutována členy jednotlivých týmů na diskuzních fórech. Nejedná se však o běžný typ nápravy. Tato je kombinací nezávislého lichoběžníkového zavěšení a kyvadlové úhlové nápravy (Obr. 33). Dle slov některých zúčastněných studentů se jedná o velmi dobrou kombinaci dvou zde již popsaných konstrukčních řešení.



Obr. 33 Kombinace kyvadlové nápravy s dvojicí ramen [22]

Tato náprava je konstrukčně velmi jednoduchá, lehká a má minimální nároky na zástavbu. Zároveň umožňuje nastavování jednotlivých parametrů nápravy snadněji než je tomu v případě kyvadlové úhlové nápravy. V případě konstrukce vlastní převodovky pak umožňuje tuto zakomponovat do konstrukce celé zadní části rámu a využít jí tak jako nosný prvek viz Obr. 33.

- **Kliková vlečná náprava**

V běžných podmínkách je nejjednodušší se s touto nápravou setkat u sportovních čtyřkolek. Vyznačuje se tím, že hnaná kola jsou spojena společnou hnací hřídelí, uloženou v centrální zadní klikové nápravě (Obr. 34).



Obr. 34 Kliková vlečná náprava [15]

Zpravidla pak bývá tato zadní náprava osazena pouze jednou centrální brzdou a někdy taky pouze jedním tlumičem. Toto ve spojení s menší náročností na konstrukci rámu v zadní části



vozu vede k úspoře hmotnosti, což je jedním z důležitých faktorů. Použití tohoto typu nápravy je velmi rozšířené u vozidel z univerzity v Illinois. Mezi další výhody této nápravy můžeme zařadit velmi jednoduchou konstrukci a dále pak absenci samořízení, kdy nedochází je změnám parametrů sbíhavosti a odklonu v závislosti na pružení kola.

3.2.4 BRZDY

Brzdy jsou velmi důležitým prvkem aktivní bezpečnosti. Obecně se dá říct, že všechny týmy využívají kotoučové brzdy jak na přední, tak i zadní nápravě. Pro tyto účely jsou využívány především brzdy ze sportovních čtyřkolek, popřípadě z menších motocyklů. Ve většině případů je vozidlo vybaveno brzdami v každém z kol, ale dají se najít i výjimky, které používají pouze jednu centrální brzdu v případě ZN. Tato je volena právě s ohledem na konstrukci ZN, kdy v případě centrální kyvné je tato vhodná.

V tomto ohledu jedinou zvláštností, která byla diskutována na fórech [23], je aplikace brzdových třmenů a kotoučů z horského kola. Brzdy používané u horských kol jsou výrazně menší a lehčí, než jejich běžně používaná verze. Řeší tak problematiku stísněného prostoru uvnitř kola a v hlavní řadě taky snahu dosáhnout minimální hmotnost celého vozidla. Pokud bychom uvažovali celkovou hmotnost vozidla i s řidičem 250 kg, a pominuli rozložení hmotnosti ve vozidle a přenos části hmotnosti při brzdění na PN, připadá na každé z kol hmotnost 62,5 kg. Tato hmotnost není nijak závratná v porovnání s aplikací na horském kole. Vozidlo Baja SAE navíc nedosahuje tak velkých max. rychlostí, jako je tomu např. u Formule Student. Proto, i s ohledem na tuto skutečnost, by použití těchto brzd, především v případě zadních kol, stálo za zvážení. Pokud bychom tak pro vozidlo Baja SAE uvažovali brzdy používané u DH speciálů, které mají větší průměr brzdových kotoučů (203 mm) a výkonnější brzdové třmeny, mohlo by se skutečně jednat o reálnou aplikaci. Toto je však nutné důkladně zvážit a podložit potřebnými výpočty.



4 KONCEPCE, ZÁKLADNÍ PARAMETRY A KOMPONENTY VOZIDLA BS01

V předchozí kapitole byl uveden výčet používaných konstrukcí mezi jednotlivými týmy v oblasti konkrétních částí vozidla Baja SAE. Proto, aby mohla být následně zvolena koncepce a základní parametry potřebné pro návrh prototypu vozidla Baja SAE, s označením BS01, je zapotřebí srovnání s parametry konkurenčních týmů. Pro větší přehlednost byla ze zjištěných údajů vytvořena tabulka, v níž jsou přehledně uspořádány veškeré dostupné informace [příloha č. 1]. Vzhledem k tomu, že se jedná o soutěžní klání mezi jednotlivými univerzitami, jen některé z nich zveřejňují data týkající se jejich vozidel, čímž se samozřejmě snaží zamezit ostatním týmům v kopírování jejich vozidel. Na základě těchto skutečností je získání těchto dat velmi obtížné a mnohdy téměř nemožné. V případě, že týmy výše zmíněné data nezveřejňují, je jedinou možností, jak získat aspoň přibližné data o jejich vozidle např. odměřování z fotografií či jiné podobné, ale dost nepřesné metody. Data uvedená v příloze č. 1 pochází výhradně z oficiálních stránek týmů, popřípadě z volně dostupných zpráv zveřejňovaných pro účely statických disciplín při závodním víkendu.

4.1 KONCEPCE VOZIDLA BS01-A, BS01-B A BS01-C

Na základě provedené rešerše bylo zjištěno, že při konstrukci vozidel Baja SAE jsou nejvíce používány 2 konstrukční řešení týkající se konstrukce náprav, přičemž jistou raritou je v tomto ohledu varianty ZN u BS01-C, která byla rovněž zahrnuta do uvažovaných variant. Rozdíl mezi dvěma hlavními navrhovanými variantami tvoří konstrukční řešení ZN, kdy v prvním případě je používáno nezávislé lichoběžníkové zavěšení stejně jako je tomu u PN, a v druhém případě zadní, kyvadlová úhlová náprava.

Na základě tohoto zjištění bylo po konzultaci s vedoucím této diplomové práce rozhodnuto o rozšíření obsahu práce o další varianty konstrukčního řešení vozidla BS01. Hlavním cílem je možnost porovnání navržených variant a volba vhodného řešení pro případnou skutečnou realizaci. Pro větší přehlednost jim bylo přiděleno následující označení:

BS01-A Vozidlo BS01 s nezávislým lichoběžníkovým zavěšením jak u PN tak i ZN.

BS01-B Vozidlo BS01 s nezávislým lichoběžníkovým zavěšením PN, a kyvadlovou úhlovou nápravou v případě ZN.

BS01-C Vozidlo BS01 s nezávislým lichoběžníkovým zavěšením PN, a kombinací kyvadlové úhlové nápravy s dvojicí nad sebou umístěných ramen v případě ZN.

Při návrhu všech variant bylo uvažováno s použitím stejných komponentů a základních parametrů, jejichž volba je popsána v následujících kapitolách.

4.2 HLAVNÍ KOMPONENTY VOZIDLA BS01

Před samotným začátkem návrhu vozidla BS01 bylo zapotřebí zvolit základní komponenty, s nimiž bude při návrhu uvažováno. Pro větší přehlednost byly tyto uspořádány do Tab. 1.



Tab. 1 Základní komponenty a odhadovaná poloha jejich těžiště

komponent	označení v obrázku Obr. 36	souřadnice těžiště			hmotnost [kg]
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	
motor	M	0	1562	724	36
převod	P	0	1345	400	9
diferenciál	D	0	1825	400	3
pedálovka	PE	0	120	360	4,2
řidič	Ř	0	956	659	84
přední kola	PK	0	275	279,4	29,6
zadní kola	ZK	0	1825	279,4	34
rám	R	0	1120	580	55
celková hmotnost					254,8

Volba těchto dílů vycházela z úvodní rešerše, kdy tyto jsou mezi týmy běžně používány.

4.3 PARAMETRY VOZIDLA BS01

Pro volbu základních parametrů bylo zapotřebí společně s vedoucím této práce stanovit nejdůležitější parametry vozu a požadované chování náprav při propérování kol. Od nich se následně budou odvíjet ty zbývající.

Na začátku tedy byly stanoveny tyto požadavky:

- odklon kol 0° ve statickém stavu
- sbíhavost 0° ve statickém stavu
- zdvih kol ± 100 mm od statické polohy
- neměnné charakteristiky odklonu a sbíhavosti na zdvihu kola
- střed klopení přední nápravy blízko k spodní trubce rámu
- Anti-dive a Anti-squat shodný jako u Formule Student
- osa klopení stoupající pod úhlem 3° směrem dozadu
- rozložení hmotnosti 40/60 - 45/55 % ve prospěch ZN

Význam a problematika související se stanovenými požadavky budou objasněny v průběhu následujících kapitol. Při návrhu vlastních parametrů bylo vycházeno z hodnot konkurenčních týmů (viz příloha č. 1) a dále pak především z prvotního blokového návrhu rozmístění jednotlivých komponentů ve vozidle (Obr. 36). Důležitým údajem pro samotný návrh byla hodnota rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravu. Vozidlo, jehož návrh je cílem této práce, je vybaveno pohonem pouze zadní nápravy, a tudíž po dohodě s vedoucím byl stanoven požadavek na rozložení hmotnosti mírně ve prospěch hnané zadní nápravy (45/55% - 40/60%). To by mělo mít pozitivní vliv na trakci vozidla a zároveň bude vozidlo vyvážené pro potřeby přejezdu nerovností a skoků.



Byly zvoleny tyto základní parametry:

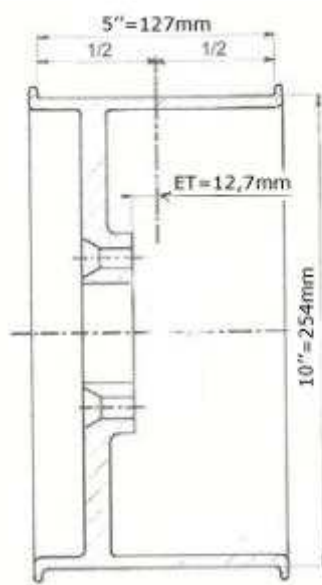
Tab. 2 Základní parametry vozidla BS01

Baja_SAE-základní parametry			
rozvor (L) [mm]	rozchod [mm]		světlost [mm]
	přední	zadní	
1550	1270	1220	292,5

Dle návrhu rozvoru byly následně voleny hodnoty rozchodu pro přední a zadní nápravu, přičemž při tomto návrhu byla snaha, mimo jiné, zohlednit také poměr mezi rozvorem a rozchodem kol používaný např. u autokrosového bugy nebo terénních čtyřkolek. Cílem bylo dosáhnout optimálního poměru mezi rozvorem a rozchodem kol s ohledem na co nejlepší ovladatelnost a stabilitu vozidla při průjezdu jednotlivými zatáčkami závodní trati jak v podélném, tak i příčném směru. Rozdíl mezi rozchodem přední a zadní nápravy byl navrhnout právě s ohledem na požadavek dobré ovladatelnosti vozidla při průjezdu zatáček v nízké rychlosti. Výsledkem tohoto rozdílu je skutečnost, že kola zadní nápravy opisují při průjezdu zatáčkou kružnici o větším poloměru a kompenzují tak jinak běžné „řezání“ zatáčky. Toto by se mělo pozitivně projevit především v disciplínách podobných trialu, kdy vozidla projíždí předem vytyčenou trať a snaží se vyhnout kontaktu s trať vytyčujícími kolíky.

Parametr světlé výšky vozidla byl zvolen na základě požadavku na zdvih kol ± 100 mm a potřeby zajistit dostatečnou světlu výšku i při propružení. Světlu výšku rovněž ovlivnila volba pneumatik pro navrhované vozidlo. Po podrobném prostudování konkurenčních vozidel byly zvoleny stejné pneumatiky jak na přední, tak i zadní nápravu. Konkrétně se pak jedná o pneumatiky Maxxis AT 22x7-10 obuté na ráfcích od společnosti AMS o rozměrech 10x5“ (2+3), které jsou běžně používány pro terénní čtyřkolku Polaris Outlaw 450.

Parametry ráfku jsou dobře patrné z Obr. 35.



Obr. 35 Ráfek AMS 10x5''(2+3)



Samotný výpočet polohy těžiště a rozložení hmotnosti byl proveden v programu Mathcad 14 za použití parametrů uvedených v Tab. 1 a Tab. 2.

V těchto tabulkách jsou uvedeny základní rozměry a všechny uvažované základní komponenty. Dále pak jejich odhadovaná poloha těžiště vzhledem k souřadnému systému umístěnému na vozovce, na průsečíku podélné roviny vozidla s příčnou rovinou procházející bodem rámu nejvíce vpředu viz Obr. 36, kde vzdálenost $a = 275 \text{ mm}$.

Pozn.

Hmotnost komponentů označených v Tab. 1 jako přední, resp. zadní kola (PK, resp. ZK) je součtem hmotností ráfků, pneumatik, tlumičů, brzd a odhadovaných hmotností těhlic, příčných ramen a hnacích hřídelí. Tento výpočet lze označit za velmi zjednodušený, nicméně v úvodu je možné jej považovat za dostatečný. V dalším průběhu práce byl postupně tento zpřesňován na základě poznatků získaných v průběhu odvedené konstrukční práce.

Postup prvního výpočtu lze rozdělit do dvou kroků:

- výpočet těžiště:

$$y_T = \frac{y_M * m_M + y_P * m_P + y_D * m_D + y_{PE} * m_{PE} + y_{\ddot{R}} * m_{\ddot{R}} + y_{PK} * m_{PK} + y_{ZK} * m_{ZK} + y_R * m_R}{m_M + m_P + m_D + m_{PE} + m_{\ddot{R}} + m_{PK} + m_{ZK} + m_R} \quad (1)$$

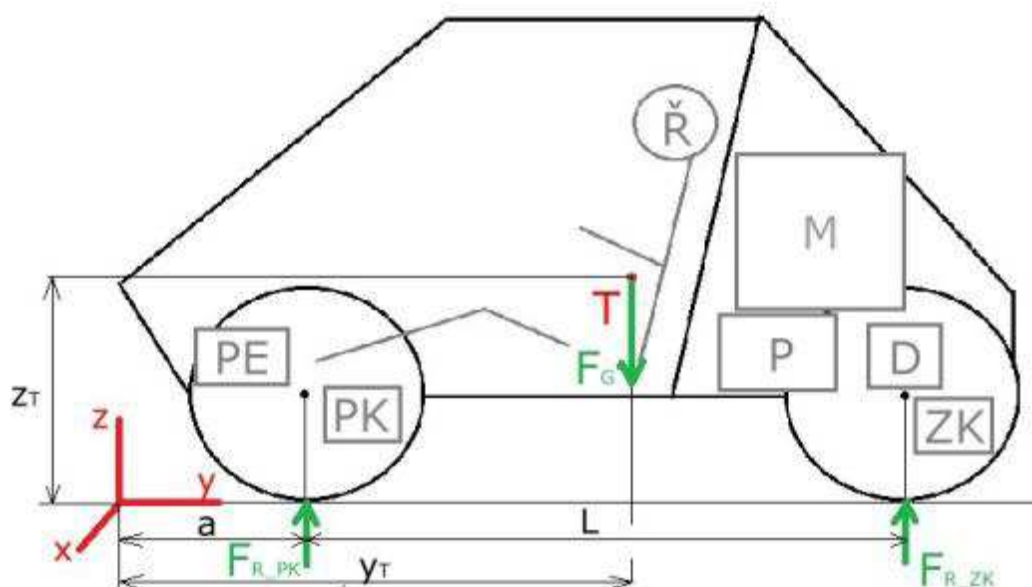
$$y_T = \frac{1562 * 36 + 1345 * 9 + 1825 * 3 + 120 * 4,2 + 956 * 84 + 275 * 29,6 + 1825 * 34 + 1120 * 55}{36 + 9 + 3 + 4,2 + 84 + 29,6 + 34 + 55} \quad (2)$$

$$y_T = \frac{286410}{254,8} = \underline{1124,1 \text{ mm}}; [\text{mm}; \text{mm}, \text{kg}]$$

$$z_T = \frac{z_M * m_M + z_P * m_P + z_D * m_D + z_{PE} * m_{PE} + z_{\ddot{R}} * m_{\ddot{R}} + z_{PK} * m_{PK} + z_{ZK} * m_{ZK} + z_R * m_R}{m_M + m_P + m_D + m_{PE} + m_{\ddot{R}} + m_{PK} + m_{ZK} + m_R} \quad (3)$$

$$z_T = \frac{724 * 36 + 400 * 9 + 400 * 3 + 360 * 4,2 + 659 * 84 + 279,4 * 29,6 + 279,4 * 34 + 580 * 55}{36 + 9 + 3 + 4,2 + 84 + 29,6 + 34 + 55} \quad (4)$$

$$z_T = \frac{137401,84}{254,8} = \underline{539,3 \text{ mm}}; [\text{mm}; \text{mm}, \text{kg}]$$



Obr. 36 Schématický náčrt rozvržení komponentů ve vozidle Baja SAE

- výpočet rozložení váhy:

Vzhledem k tomu, že v předešlém kroku byla určena prvotní poloha těžiště na základě odhadnutých parametrů jednotlivých základních komponentů, lze nyní určit zatížení jednotlivých kol a tím tedy i poměr zatížení mezi nápravami. Aby bylo možné výpočet provést, je nutné hodnoty hmotností jednotlivých komponentů vynásobit hodnotou tíhového zrychlení „g“, čímž dostaneme tíhové síly od jednotlivých komponentů.

Soustava rovnic je pak zapsána v následujícím tvaru:

$$\sum F_z: F_{R_{PK}} + F_{R_{ZK}} - F_M - F_P - F_D - F_{PE} - F_{\check{R}} - F_{PK} - F_{ZK} - F_R = 0; [N; N] \quad (5)$$

$$\sum M_0: F_{R_{PK}} * y_{PK} + F_{R_{ZK}} * y_{ZK} - F_M * y_M - F_P * y_P - F_D * y_D - F_{PE} * y_{PE} - F_{\check{R}} * y_{\check{R}} - F_{PK} * y_{PK} - F_{ZK} * y_{ZK} - F_R * y_R = 0; [Nm; N, m] \quad (6)$$

kde $F_{R_{PK}}$ a $F_{R_{ZK}}$ jsou reakce působící pod předními resp. zadními koly vozidla.

Z rovnice silové rovnováhy v ose „z“ byla vytknuta neznámá $F_{R_{PK}}$

$$F_{R_{PK}} = F_M + F_P + F_D + F_{PE} + F_{\check{R}} + F_{PK} + F_{ZK} + F_R - F_{R_{ZK}}; [N; N] \quad (7)$$

a následně dosazena do momentové rovnice (6) sepsané k počátku souřadného systému.



$$\sum M_0: (F_M + F_P + F_D + F_{PE} + F_{\ddot{R}} + F_{PK} + F_{ZK} + F_R - F_{R_{ZK}}) * y_{PK} + F_{R_{ZK}} * y_{ZK} - F_M * y_M - F_P * y_P - F_D * y_D - F_{PE} * y_{PE} - F_{\ddot{R}} * y_{\ddot{R}} - F_{PK} * y_{PK} - F_{ZK} * y_{ZK} - F_R * y_R = 0 \quad (8)$$

Z této rovnice byla vytknuta neznámá $F_{R_{ZK}}$ pro niž platí tento vztah:

$$F_{R_{ZK}} = \frac{F_M * y_M + F_P * y_P + F_D * y_D + F_{PE} * y_{PE} + F_{\ddot{R}} * y_{\ddot{R}} + F_{PK} * y_{PK} + F_{ZK} * y_{ZK} + F_R * y_R}{y_{ZK} - y_{PK}} - \frac{(F_M + F_P + F_D + F_{PE} + F_{\ddot{R}} + F_{PK} + F_{ZK} + F_R) * y_{PK}}{y_{ZK} - y_{PK}}; [N; N, mm] \quad (9)$$

$$F_{R_{ZK}} = \frac{360 * 1562 + 90 * 1345 + 30 * 1820 + 42 * 120 + 840 * 956 + 296 * 275 + 340 * 1825}{1825 - 275} + \quad (10)$$

$$\frac{550 * 1120}{1825 - 275} - \frac{(360 + 90 + 30 + 42 + 840 + 296 + 340 + 550) * 275}{1825 - 275}; [N; N, mm]$$

$$F_{R_{ZK}} = \frac{2863950}{1550} - \frac{700700}{1550} = \underline{1457,2 N}; [N; N, mm] \quad (11)$$

$$F_G = (m_M + m_P + m_D + m_{PE} + m_{\ddot{R}} + m_{PK} + m_{ZK} + m_R) * g; [N; kg, m. s^{-2}] \quad (12)$$

$$F_G = (36 + 9 + 3 + 4,2 + 84 + 29,6 + 34 + 55) * g = \underline{2499,6 N}; [N; kg, m. s^{-2}] \quad (13)$$

$$F_{R_{PK}} = F_G - F_{R_{ZK}} = 2499,588 - 1457,236 = \underline{1042,4 N}; [N] \quad (14)$$

Výpočet procentuálního rozložení váhy mezi nápravami je pak následující:

$$PN_{\%} = 100 * \frac{F_{R_{PK}}}{F_G} = 100 * \frac{1042,4}{2499,6} = \underline{41,7 \%}; [\%; N] \quad (15)$$

$$ZN_{\%} = 100 * \frac{F_{R_{ZK}}}{F_G} = 100 * \frac{1457,2}{2499,6} = \underline{58,3 \%}; [\%; N] \quad (16)$$

Dle výsledků je jasné patrné, že se rozložení hmotnosti pohybuje v předem stanoveném rozmezí a je tedy možné na základě tohoto rozložení komponentů dále pokračovat v návrhu vozidla. Tyto výpočty je však potřeba považovat pouze za prvotní, jelikož konečná volba použitých komponentů se může ještě s ohledem na konstrukční návrh výrazně změnit. Hlavním důvodem je především minimum zkušeností s konstrukcí vozidla tohoto typu a s tím související potřeba řešit jednotlivé konstrukční skupiny v kontextu s konstrukcí rámu a náprav. Dalším výrazným faktorem, který vstupuje do výpočtu, je v tuto chvíli jen těžko odhadnutelná poloha těžiště a hmotnost rámu.

Po provedení návrhu celého vozidla tak budou samozřejmě všechny tyto výpočty provedeny znovu, tak aby bylo možné tyto považovat za vypovídající.



5 KONSTRUKČNÍ NÁVRH NÁPRAV VOZIDLA BS01

5.1 PŘEDNÍ NÁPRAVA VOZIDLA BS01

5.1.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

V případě PN bylo zvoleno nezávislé lichoběžníkové zavěšení (Obr. 30), které umožňuje široký rozsah nastavování požadovaných parametrů nápravy v závislosti na podmínkách, ve kterých je vozidlo provozováno. Toto je možné bez nutnosti větších zásahů do nápravy díky použitým kloubovým ložiskům s vnitřním závitem (Obr. 37) pro spojení ramen s rámem. Použití tohoto typu kloubových ložisek totiž umožňuje nastavování požadovaných parametrů bez nutnosti odpojování ramen od rámu nebo složitější konstrukce ramen, která by toto rovněž umožňovala.



Obr. 37 Kloubové ložisko s vnitřním závitem [31]

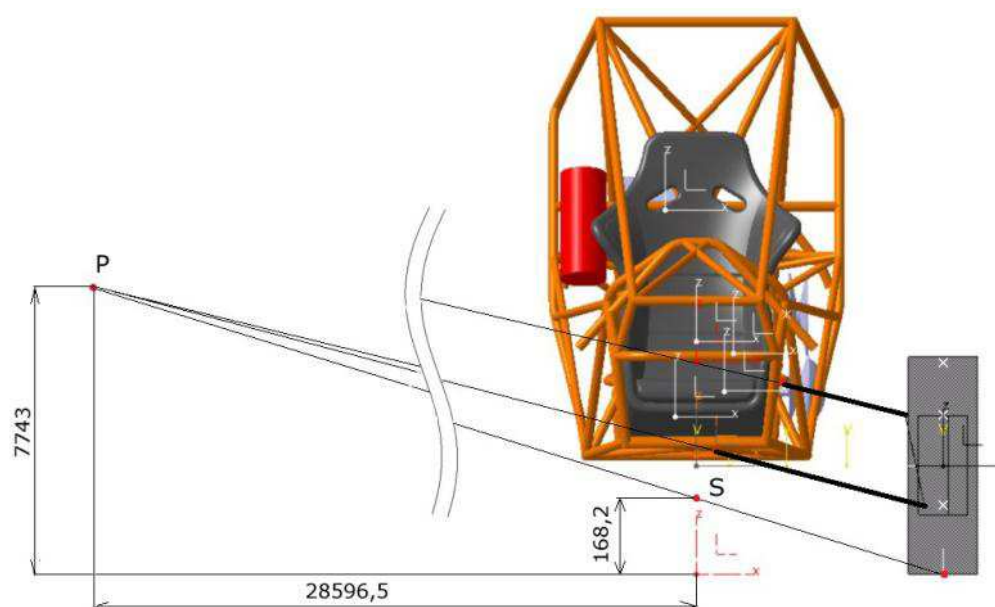
Princip spočívá v kombinaci opačných závitů v ložisku a rameně nápravy, díky čemuž je po odjištění pojistných matic velmi snadné přestavování požadovaných parametrů. Tlumič v tomto případě prochází horním z ramen a je uchycen ke spodnímu z této dvojice. Důvodem tohoto umístění je především snaha snížit v maximální možné míře polohu těžiště celého vozidla. Při návrhu přední nápravy bylo uvažováno použití sportovních tlumičů zn. Fox s označením Fox Float X Evol (16,1“ - 4,6“) [26].

Na základě zvoleného typu PN byl v programu Catia V5 vytvořen první konstrukční návrh. Na chování nápravy během jízdy má vliv celá řada parametrů, které již byly popsány v kapitole 2, a jejichž hodnoty byly zvoleny s ohledem na běžně používané hodnoty u osobních automobilů [4] a dále pak dle parametrů terénní čtyřkolky, jež byla tématem diplomové práce studenta Bc. Pavla Kučery v loňském roce [6]. Některé z parametrů bylo nutné s ohledem na prostorové uspořádání především v blízkosti ráfku upravit a výsledně navržené hodnoty jsou tedy uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3 Parametry přední nápravy

Parametry PN	
příklon	12°
záklon	10°
poloměr rejdu	10mm
závlek	10mm

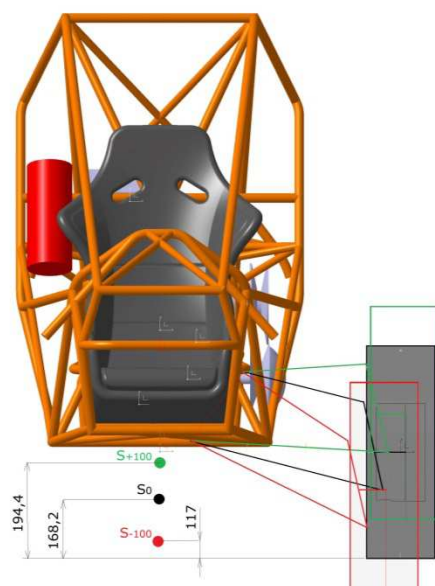
Jedním z důležitých parametrů ovlivňujících především změnu odklonu kola při propružení je poloha středu klopení PN. Jeho poloha je dobře patrná z Obr. 38, kde je označen jako bod „P“. Veškeré rozměry na tomto obrázku jsou v mm.



Obr. 38 Poloha středu klopení PN

Spojíme-li následně střed klopení PN s bodem kontaktu pneumatiky s vozovkou, tak na průsečíku vzniklé čáry a průmětu podélné roviny do nárysu vznikne bod „S“, jenž je označován jako střed klopení karosérie. Jedním z požadavků byla snaha, aby poloha tohoto bodu byla co nejblíže k těžišti, resp. spodní trubce rámu. Důvodem je snaha minimalizovat naklání vozidla vlivem odstředivých sil při průjezdu zatáčkou. Jak je možné vidět na Obr. 38, střed klopení karosérie je ve výšce 168,2 mm nad úrovní vozovky, což je přibližně 1/3 uvažované výšky těžiště. Snahou bylo dosáhnout polohy středu klopení karosérie ve větší výšce (blíže těžišti), ale při nutnosti zachovat výšku úchytu spodního ramena tak bylo zapotřebí rameno zkracovat a posouvat úchyt směrem doprava, což se následně při analýzách v MBS Adams ukázalo jako nevhodné s ohledem na sledované parametry.

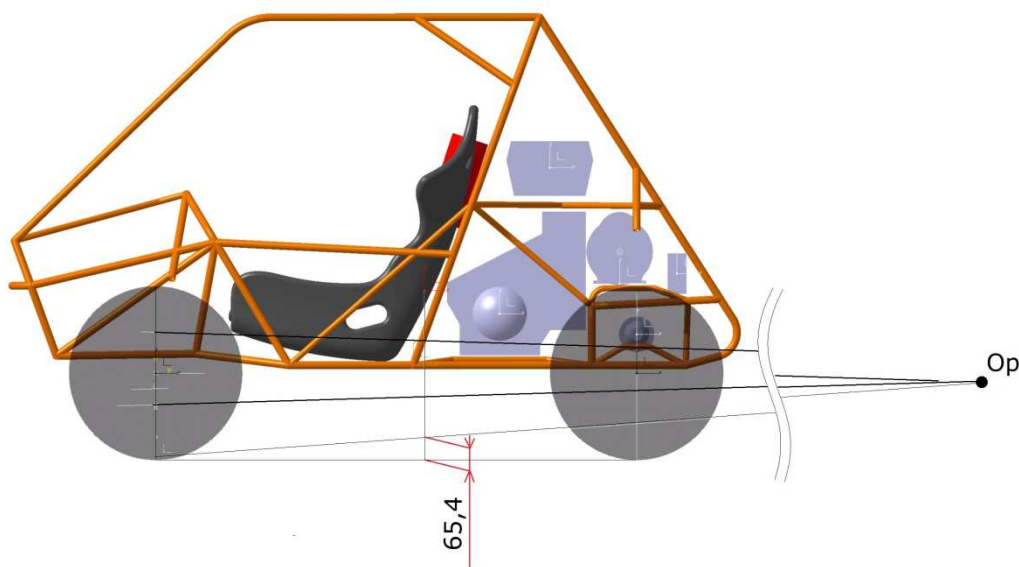
Vzhledem k vysokým zdvihům, jež jsou charakteristické pro tyto vozidla, je potřeba rovněž sledovat změnu polohy středu klopení karosérie při maximálním propružení kola. Toto je možné vidět na Obr. 39, kde náprava nakreslená černou barvou odpovídá statické poloze vozidla. Červeně je znázorněna poloha kola při maximálním vyvěšení a zeleně pak při maximálním stlačení tlumiče (pracovní zdvih).



Obr. 39 Změna středu klopení při propérování

Z obrázku je patrné, že při vyvěšení kola dochází k většímu posunu polohy středu klopení karosérie než při pohybu kola směrem nahoru. Tento výsledek je pozitivní, protože ke klopení karosérie vlivem odstředivých sil dochází především při průjezdu zatáčkou, čili ve chvíli, kdy je kolo v pohybu nahoru. Ani v jedné z krajních poloh se však tento bod nedostane pod úroveň vozovky, což lze považovat za dobrý výsledek.

V tuto chvíli bylo zapotřebí navrhnout sklon ramen i ve směru podélném. Sklon obou ramen udává další velmi důležitý parametr nápravy a tím je klonění vozidla neboli tzv. Anti-dive efekt. Význam tohoto parametru již byl popsán v kapitole 2.8, proto zde již bude uvedena pouze navržená varianta.

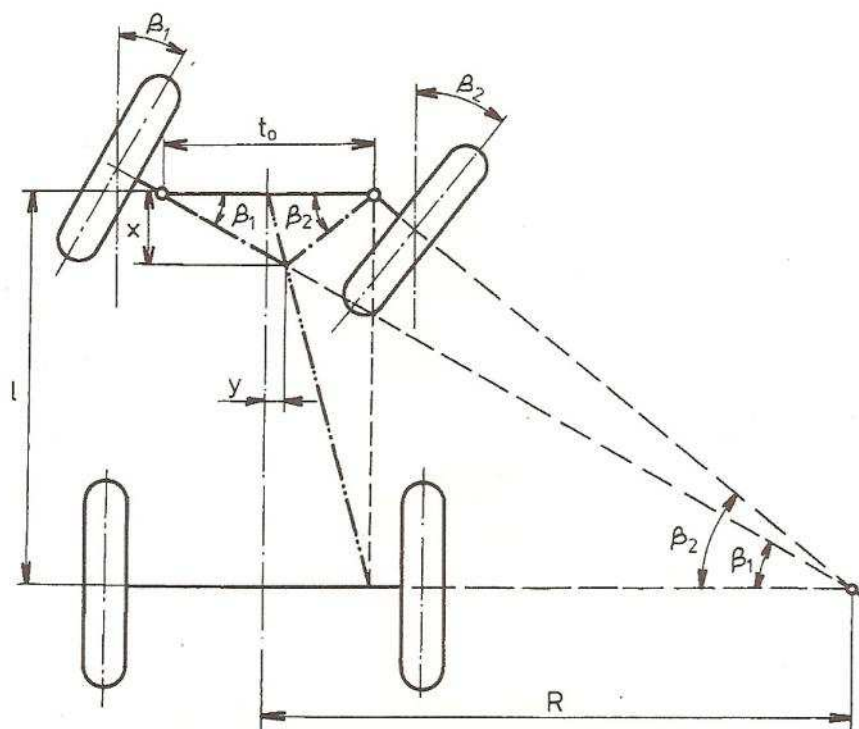


Obr. 40 Poloha středu klonění PN

S ohledem na absenci zkušeností s vozidly tohoto typu bylo po konzultaci s vedoucím práce dohodnuto navrhnout nápravy dle parametru klonění PN (anti-dive a anti-squat) používaného pro vozidla Formule Student, jež je na našem ústavu konstruována. Parametr anti-dive byl tedy stanoven na hodnotě 12%, což znamená, že spojnice středu klonění přední nápravy, označené na Obr. 40 jako „Op“, a kontaktu pneumatiky s vozovkou musí protínat vertikálu spuštěnou z těžiště vozidla právě ve výšce odpovídající 12% této hodnoty. V tomto případě se tedy jedná o hodnotu 65,4 mm, jak je znázorněno na Obr. 40. Sklon přímek, díky nimž je získána poloha středu klonění, pak udává sklon přímek vedených body úchytů ramen PN k rámu.

Aby mohla být geometrie nápravy importována a následně analyzována v MBS Adams, bylo zapotřebí navrhnout poslední, velmi důležitý, prvek přední nápravy, kterým je řízení.

Při návrhu řízení bylo nutné zohlednit omezené prostorové možnosti v blízkosti nohou řidiče a také požadavky na maximální rejď kol. Důležité rovněž bylo zabývat se geometrií pák řízení, tak aby byla splněna podmínka Ackermannovy geometrie řízení (Obr. 41).



Obr. 41 Ackermannova geometrie řízení [4]

Tato podmínka sice platí pouze pro malé rychlosti a předpokládá nepoddajné pneumatiky, ale nalezení optimálních parametrů řízení může výrazně ovlivnit následné opotřebení pneumatik a tím i ovladatelnost vozu.

Pro prvotní návrh bylo uvažováno s využitím sériově vyráběné převodky řízení s roztečí ok 11“ (279,4 mm) a chodem 3“ (76,2 mm) mezi krajními polohami [25]. S ohledem na požadavek obratnosti vozidla byl navržen maximální úhel vychýlení vnitřního kola na hodnotě $\beta_2=45^\circ$. Hodnota poloměru otáčení vozidla pak byla stanovena ze vztahu v literatuře [4],



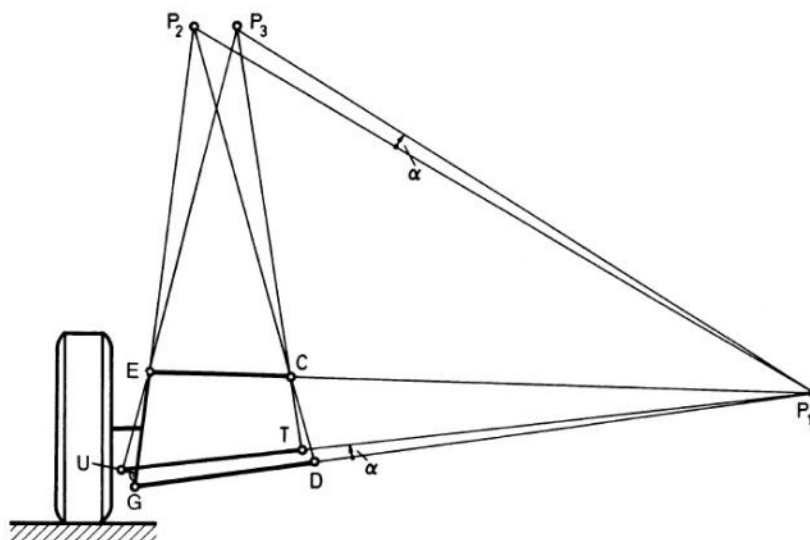
$$\cotg \beta_2 = \frac{R_R - \frac{t_0}{2}}{l}; [^\circ; m] \quad (17)$$

kde parametr „ R_R “ odpovídá poloměru otáčení, „ t_0 “ vzdálenosti os rejdových čepů ($t_0=1,065$ m) a „ l “ rozvoru náprav ($l=1,550$ m). Vytknutím veličiny „ R_R “ bylo dosaženo vztahu:

$$R_R = \cotg \beta_2 * l + \frac{t_0}{2} = \cotg 45^\circ * 1,550 + \frac{1,065}{2} = \underline{2,08 \text{ m}} \quad (18)$$

Výsledná hodnota poloměru rejdu je velmi dobrá a vozidlo by s ním bylo velmi obratné, což by se mělo pozitivně projevit především v trialových soutěžních disciplínách.

Při návrhu nápravy rovněž bylo přihlédnuto k problematice délky a umístění řídicí tyče, kdy pro dosažení minimálního ovlivňování sbíhavosti kola při propružení je pouze jedna správná délka a umístění této tyče. Tato tedy byla navržena dle metodiky, uvedené na Obr. 41 v použité literatuře [1].



Obr. 42 Konstrukce tyče řízení [1]

Na základě tohoto obrázku je vidět princip konstrukce, kdy v našem případě je poloha bodu „U“ daná pevně tak, aby byla splněna podmínka Ackermannovy geometrie řízení, čímž se tedy značně omezí možnost návrhu tyče řízení, tak aby byly zároveň splněny totožné úhly „ α “ a správný sklon tyče řízení.

5.1.2 ANALÝZA PN

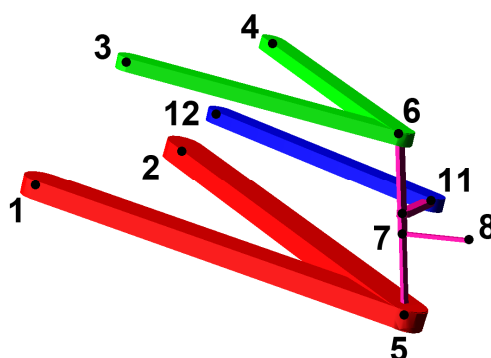
Po dokončení 3D modelu v programu Catia V5, byly souřadnice jednotlivých bodů (viz Tab. 4) importovány do programu Adams/View, kde pomocí nich bylo nutné vytvořit model analyzované nápravy. Bod č. 9 leží v místě kontaktu pneumatiky s vozovkou. Důležité rovněž bylo nastavit správný směr gravitačního zrychlení. Poloha jednotlivých bodů je dobře patrná na Obr. 43.



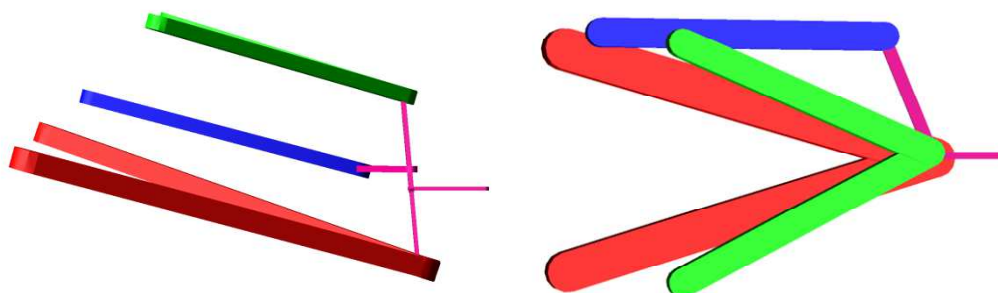
Tab. 4 Souřadnice bodů přední nápravy

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	20	-171,9	309
2	20	128	317,7
3	220	-122	493,8
4	220	177,8	483,2
5	587,3	-18	177,5
6	534,7	25,7	425
7	565,6	0	279,5
8	635	0	279,5
9	635	0	0
10	X	X	X
11	499,8	158,8	379,5
12	139,7	158,8	464,4

Souřadnice jednotlivých bodů jsou vztaženy ke globálnímu souřadnému systému spojenému se zemí (**Ground**), stejně jako je tomu u modelu v programu Catia V5. Tyto body byly následně spojeny tuhými tělesy (**Rigid body**) z roletové nabídky tohoto programu. Těhlice kola, na Obr. 43 znázorněna fialově, je rovněž tvořena prvky typu **Rigid body** spojenými v jeden celek. Tvar celé takto vzniklé nápravy je dobře vidět v nárysu a půdorysu na Obr. 44.



Obr. 43 Model PN v ISO pohledu



Obr. 44 Model PN při pohledu zepředu a shora

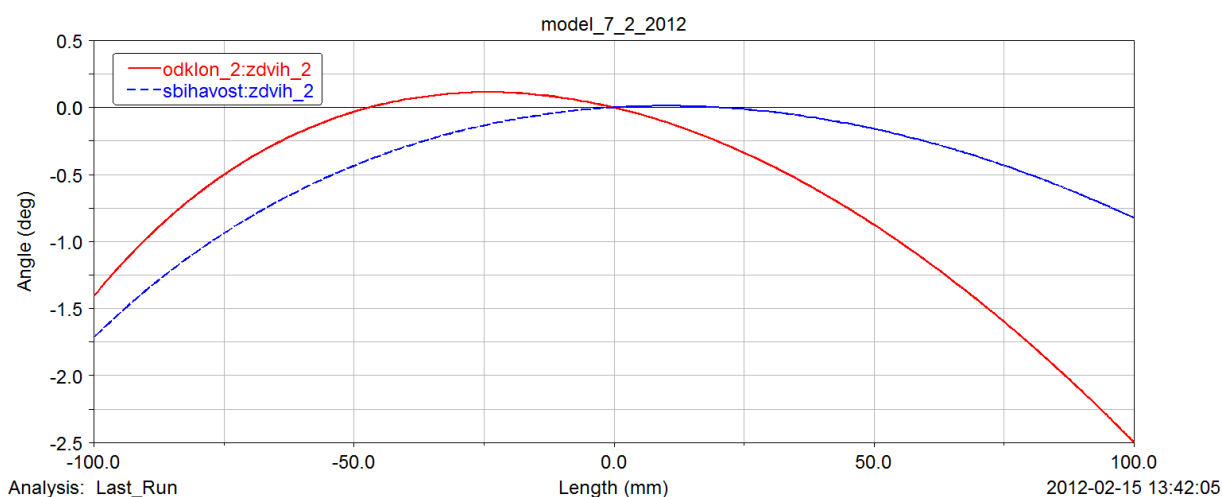


Jedná se pouze o zjednodušený model, kdy skutečný tvar náprav a těhlice může být samozřejmě odlišný, ovšem pro potřeby analýzy je tento model plně dostačující. Ke spojení ramen s rámem a těhlicí bylo využito vazeb (**Joint**) typu Spherical. Tato vazba umožňuje otáčení ve všech směrech, čímž nahrazuje skutečnou vazbu realizovanou pomocí kloubového ložiska (unibalu - v případě uchycení ramen k rámu) nebo kulového čepu, použitého u těhlice.

Samotný pohyb nápravy simulující skutečný zdvih kola je následně realizován pomocí prvku **Motion**. Ten umožňuje nadefinovat požadovaný pohyb, kdy v našem případě se jedná o zdvih ± 100 mm od statické polohy.

Pro samotné měření sledovaných parametrů bylo využito funkce **Measure**, která sleduje změnu polohy či natočení zvoleného **Markeru**. Aby bylo možné sledované veličiny měřit, je nutné jeden z **Markerů** umístit do bodu kontaktu kola s vozovkou (bod 9).

Výstupem z měření byly následující data:



Obr. 45 Změna odklonu a sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola

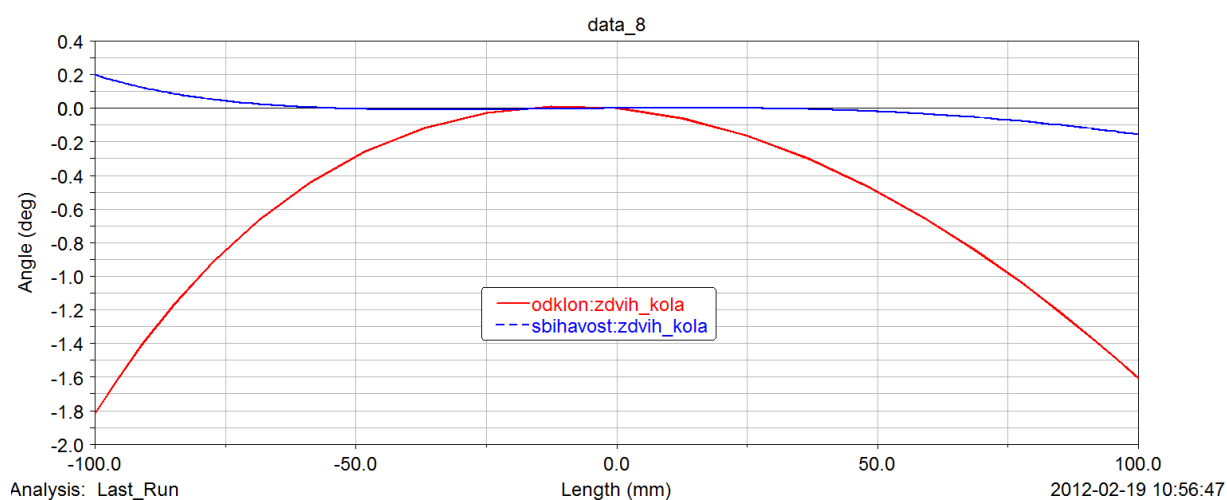
Na Obr. 45 je znázorněn společný graf pro změnu sbíhavosti (modrá křivka) a odklonu kola (červená křivka) PN závislý na zdvihu kola. Na vodorovné ose je vyznačen zdvih kola, kdy kladné hodnoty odpovídají pracovnímu zdvihu kola a záporné pak tzv. vyvěšení kola. Svislá osa je tvořena úhlovou stupnicí, kdy pro sbíhavost záporné hodnoty označují pohyb kola ke středu vozidla, tedy zvětšování sbíhavosti a naopak u odklonu záporné hodnoty úhlu představují tzv. negativní odklon kola, který je žádoucí. Z grafu na Obr. 45 je jasně patrné, že dochází k velké změně především u parametru sbíhavosti, a bude tedy nutné provést úpravy v geometrii nápravy.

Na parametr sbíhavosti má vliv především délka a úhel, pod jakým je navrženo rameno řízení spojené s těhlicí a následně délka řídicí tyče. Důležité je rovněž umístění řídicí tyče vzhledem ke spodnímu z obou ramen nápravy, jak již bylo popsáno v předešlé kapitole. Výsledné souřadnice bodů nápravy jsou uvedeny v Tab. 5 a výsledky analýzy pak v grafech na Obr. 46 a Obr. 47.

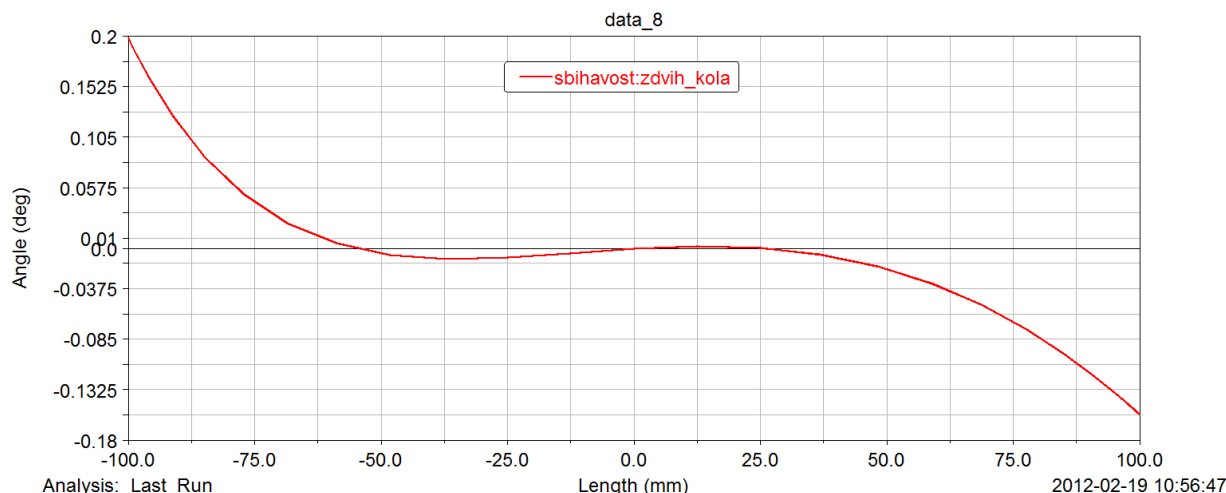


Tab. 5 Hodnoty souřadnic bodů PN po úpravě

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	80	-171,8	304
2	80	128,1	312,7
3	220	-124,4	493,9
4	220	175,4	484,5
5	587,3	-18	177,5
6	537,9	23	410
7	565,6	0	279,5
8	635	0	279,5
9	635	0	0
10	X	X	X
11	500	158,8	267,5
12	101	160	373,7



Obr. 46 Graf změny odklonu a sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola po úpravě



Obr. 47 Graf změny sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola po úpravě

Z grafů je jasné patrné zlepšení hodnoty odklonu ale především změny sbíhavosti. Vzhledem k původnímu rozsahu sbíhavosti ($-1,75^\circ$ až $-0,8^\circ$) došlo k výraznému snížení této hodnoty ($0,2^\circ$ až $-0,15^\circ$) kdy v rozsahu, v němž se dá očekávat převažující pohyb nápravy je hodnota změny odklonu menší než $0,05^\circ$. Úpravou se navíc podařilo zabránit naklánění kola do pozitivního odklonu a průběh této sledované veličiny je v celém průběhu zdvihu kola symetrický. Negativní odklon kola je žádoucí především z toho důvodu, že při naklonění vozidla vlivem odstředivých sil při nájezdu do zatáčky umožňuje vozidlu kontakt pneumatiky s vozovkou na celé ploše pneumatiky a vozidlo je tedy schopné zmiňovanou zatáčku projet ve vyšší rychlosti.

Jak je možné vidět z výsledných souřadnic jednotlivých bodů nápravy po úpravě, pro dosažení výše zmiňovaných parametrů bylo nutné výrazným způsobem zasáhnout do polohy bodu, jež odpovídá uchycení tyče řízení k převodce řízení (bod 12). Možností, jak toto řešit, je použití převodky řízení s menší roztečí mezi oky, popřípadě úpravou některé sériově vyráběné převodky. Nejčastějším způsobem řešení je mezi jednotlivými týmy konstrukce vlastní převodky řízení tak, aby bylo dosaženo vhodné rozteče mezi oky (vzhledem k navržené geometrii nápravy) a navíc aby převodka umožnila vytočit kola do navrženého maximálního rejdu.

V momentě, kdy byly parametry nápravy shledány po konzultaci s vedoucím práce za dobré, byl změřen další parametr řízení, kterým je rejď kola. Při maximálním vysunutí hřebenové tyče převodky řízení, jejíž celkový chod je 3“ (76,2 mm) byl naměřen úhel natočení vnitřního kola pouze $13,5^\circ$, což je při porovnání s úvodem uvažovanou hodnotou 45° velmi málo. Hodnota poloměru otáčení vozidla se tak zvýšila z 2,08 m na 7 m, což nelze považovat za dostatečné. Jistým řešením by mohl být systém přepákování, kdy při použití shodné převodky řízení lze relativně snadno dosáhnout požadovaného úhlu 45° , ovšem z konstrukčního hlediska je toto řešení nevhodné, protože obnáší velké množství dílů navíc a tím tedy dochází ke zvýšení hmotnosti celého vozidla. Touto problematikou jsem se po konzultaci s vedoucím práce blíže nezabýval, protože tento problém je snadno řešitelný konstrukcí vlastní převodky řízení, která bude splňovat požadované parametry a umožní požadovaný rejď kola.



5.2 ZADNÍ NÁPRAVA VOZIDLA BS01-A

5.2.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZN VOZIDLA BS01-A

V tomto případě se jedná stejně jako u PN o nezávislé lichoběžníkové zavěšení, realizované dvojicí nad sebou umístěných ramen ve tvaru písmene „A“. Při návrhu bylo postupováno stejně jako při návrhu PN. Jediným rozdílem byla větší volnost v oblasti návrhu tzv. falešné tyče řízení, kdy v případě ZN nebylo nutné zohlednit požadavky na řízení. Před začátkem práce byl po konzultaci s vedoucím práce stanoven požadavek na dodržení parametru klonění vozidla neboli Anti-squat, což je parametr, který ovlivňuje chování vozu při akceleraci. Konkrétně se jedná o poklesnutí zadní části vozu při prudké akceleraci. Tento parametr byl stanoven na hodnotě 40%.

Dalším důležitým parametrem, který vstoupil do návrhu ZN, byl sklon osy klopení vozidla. Tato je definována jako osa procházející středy klopení karosérie v ose přední a zadní nápravy. Aby byla zachována celková stabilita vozu, je nutné, aby tato osa při pohledu z boku směrem k ZN stoupala nebo byla maximálně vodorovná. Po konzultaci s Ing. Jiřím Šiblem, odborníkem v oblasti konstrukce autokrosových bugyn, a na základě neoficiálních informací konkurenčního týmu, bylo nezávisle na sobě zjištěno, že tato hodnota se pohybuje okolo 3°. Při návrhu tedy bylo snahou dodržet sklon osy klopení vozidla na hodnotě 3°.

První návrh geometrie nápravy zohledňuje požadavky na uspořádání komponentů hnacího traktu v zadní části vozu a zároveň všechny požadavky popsané v předešlých odstavcích.

5.2.2 ANALÝZA ZN VOZIDLA BS01-A

Postup práce při analýze ZN byl shodný s analýzou geometrie PN. Jediným rozdílem je menší důraz na problematiku řízení, protože ZN sice obsahuje tzv. falešnou tyč řízení, která ovlivňuje změnu sbíhavosti u ZN, ale protože se poloha úchytného bodu této tyče řízení vzhledem k rámu za jízdy nemění, je možné navrhnout tento bod dle potřeby.

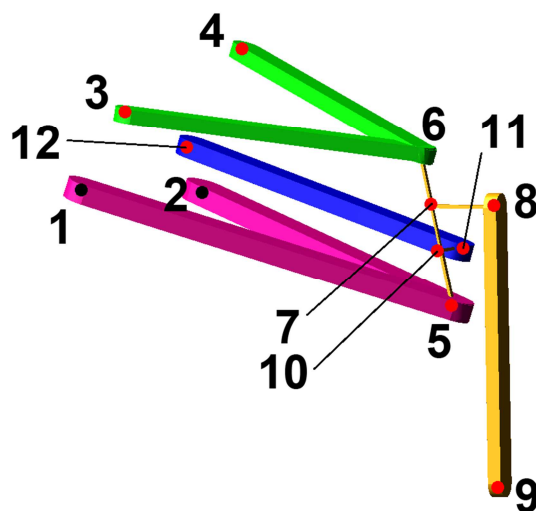
Do programu Adams byly importovány data, jež jsou uvedeny v Tab. 6 a jejichž spojením byl získán model na Obr. 48.

Tab. 6 Souřadnice bodů ZN

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	225	1400,4	300,9
2	225	1699,6	279,1
3	275	1401,5	378,8
4	275	1698,5	421,2
5	562,3	1550	177,5
6	529,2	1550	333
7	540,6	1550	279,5
8	610	1550	279,5
9	610	1550	0
10	550	1550	235,4
11	540,2	1610	233,3
12	238	1750	327

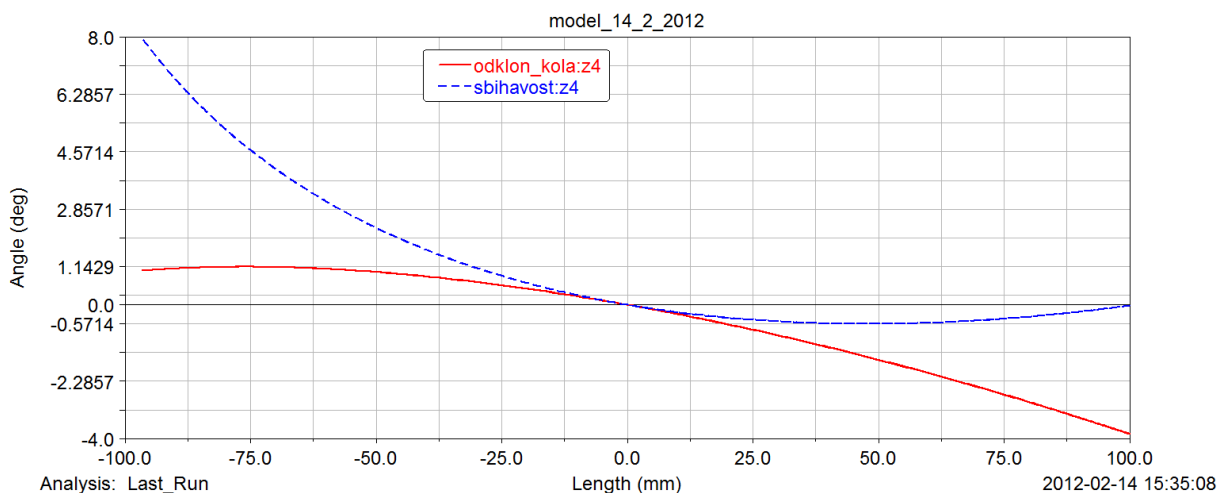


Souřadnice všech bodů jsou opět měřeny od globálního souřadného systému vozidla umístěného na průsečíku roviny symetrie vozidla s příčnou rovinou PN a rovinou vozovky.



Obr. 48 Model ZN v programu Adams

Po provedení prvotní simulace byl získán graf, který je zobrazen na Obr. 49.



Obr. 49 Graf změny odklonu a sbíhavosti ZN v závislosti na zdvihu kola

Z výsledků je patrné, že takto navržená geometrie ZN není příliš vhodná, protože kolo při vyvšení dosahuje hodnoty až 8° rozbíhavosti. Toto by mohlo způsobovat přetáčivost a zhoršenou ovladatelnost vozidla v oblasti záporných zdvihů kola. Hodnota odklonu se v případě vyvšení kola rovněž pohybuje v kladných hodnotách, což znamená kladný odklon, který není žádoucí. Úprava geometrie této nápravy je tedy nutností pro dosažení optimálních parametrů sledovaných veličin.



Po úpravě jsou souřadnice bodů určujících geometrii nápravy následující:

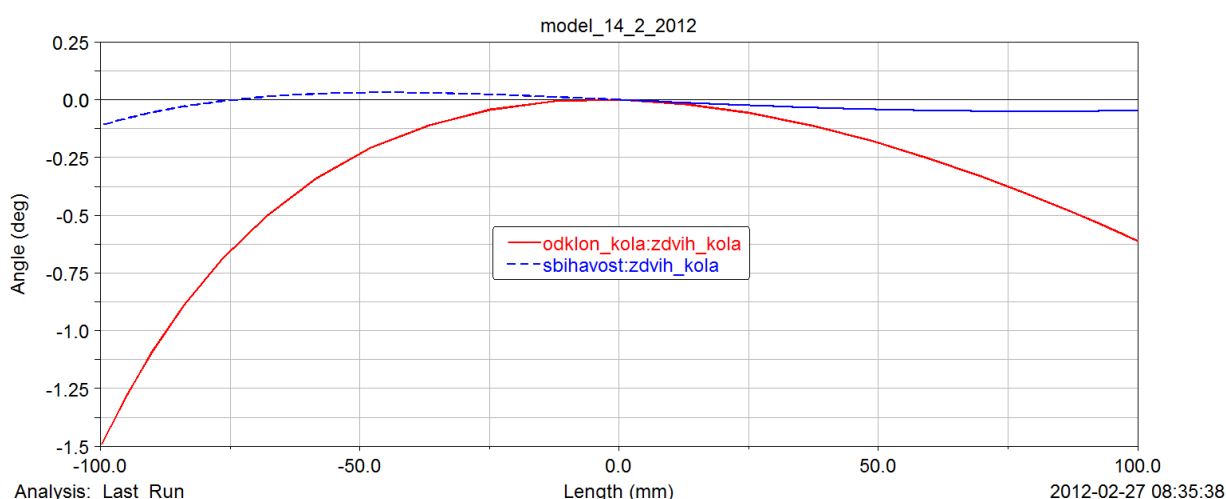
Tab. 7 Souřadnice bodů ZN po úpravě

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	225	1400,7	321,2
2	225	1699,3	292,8
3	235	1400,4	489
4	235	1699,6	511
5	544,8	1550	179,5
6	515,4	1550	388,7
7	530,7	1550	279,5
8	610	1550	279,5
9	610	1550	0
10	534,5	1550	251,5
11	509,2	1640	246,2
12	160	1820	369,3

Při práci v programu Adams/View se ukázalo, že jediným způsobem, jak ovlivnit sledované parametry je zásah do v úvodu definovaných parametrů sklonu osy klopení vozidla a klonění (Anti-squat). Hodnotu sklonu osy klopení tak bylo nutné snížit z 3° na 2,8° a hodnotu Anti-squat z 40% na 30%.

Vzhledem k absenci zkušeností s těmito vozy je otázkou, jaká hodnota těchto parametrů je optimální a jediným způsobem, jak tyto ověřit je důkladné testování reálného vozidla v podmínkách odpovídajících charakteru soutěžní dráhy.

Výsledky v podání grafů jsou na Obr. 50 a Obr. 51.

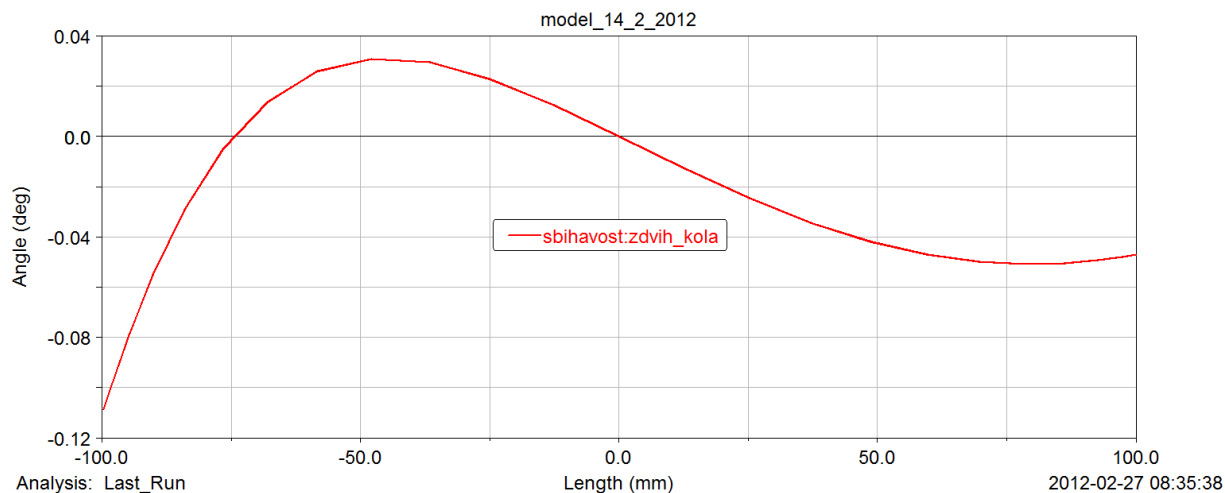


Obr. 50 Graf změny odklonu a sbíhavosti ZN po úpravě

Z grafu na Obr. 50 je jasně patrné, že velikost změny odklonu se podařilo výrazně zlepšit a dosáhnout tak průběhu pouze v záporných hodnotách znamenajících tzv. negativ kola.



Hodnota sbíhavosti se pak pohybuje v blízkosti nulové hodnoty, kdy v prvotní fázi pohybu nápravy v záporných hodnotách (směrem dolů) dochází k vytáčení kol směrem do rozbíhavosti, ale jedná se o velmi malé hodnoty (Obr. 51), které lze fakticky považovat za nulové.



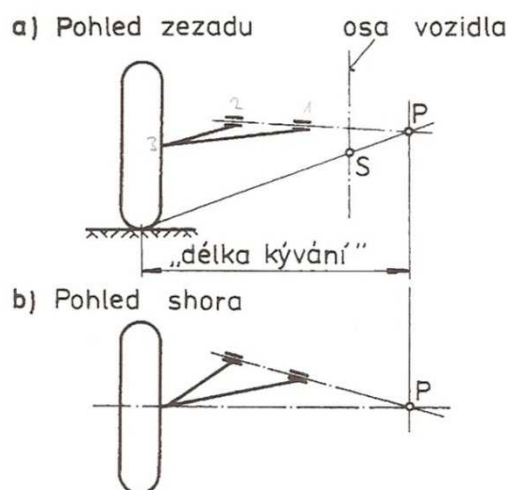
Obr. 51 Graf změny sbíhavosti ZN po úpravě

Z výsledků analýzy jak přední, tak i zadní nápravy s nezávislým lichoběžníkovým zavěšením jasně vyplývá velká variabilita této konstrukce, která by především v úvodních fázích skutečné realizace tohoto vozidla, kdy tým nemá příliš zkušeností, umožnila širokou škálu možností testování jednotlivých nastavení podvozku.

5.3 ZADNÍ NÁPRAVA VOZIDLA BS01-B

5.3.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZN VOZIDLA BS01-B

V případě druhé varianty konstrukce zadní nápravy byla na základě rešerše zvolena kyvadlová úhlová náprava. Tato náprava se obecně hojně využívá s ohledem na svou konstrukční jednoduchost a prostorovou nenáročnost. Při návrhu byl opět zohledněn požadavek na sklon osy klopení vozidla pod úhlem 3° , čímž je definovaný bod klopení karosérie „S“, jehož poloha je patrná z Obr. 52.



Obr. 52 Kyvadlová úhlová ZN [4]

Na základě prostorových možností pak byla navržena geometrie ZN, splňující z Obr. 52 patrné pravidla pro konstrukci, a tato následně importována do programu Adams/View, kde byla provedena analýza chování nápravy při propuštění. Při návrhu bylo opět uvažováno s hodnotou odklonu a sbíhavosti kola 0° ve statické poloze a rovněž byly zohledněny požadavky tlumiče. V tomto případě se jedná o tlumič Fox Podium X (16,1“-4,35“) [27], který je běžně používán na ZN terénních čtyřkolek.

5.3.2 ANALÝZA ZN VOZIDLA BS01-B

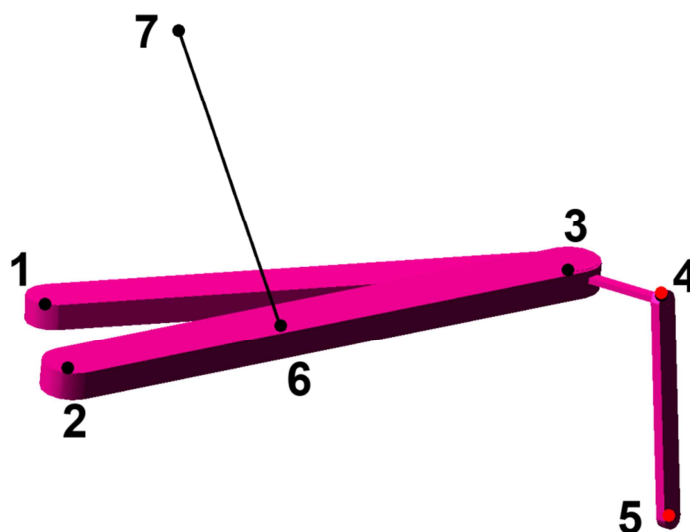
Pro analýzu této nápravy byly použity stejné parametry jako u ostatních variant. Souřadnice bodů tvořících první návrh kyvadlové nápravy jsou přehledně v Tab. 8.

Tab. 8 Souřadnice bodů Kyvadlové úhlové ZN vozidla BS01-B

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	99,9	1017,8	304,9
2	274,9	860	305,4
3	460	1550	279,4
4	610	1550	279,4
5	610	1550	0
6	332,3	1073,7	296,7
7	369,9	988,8	655,3



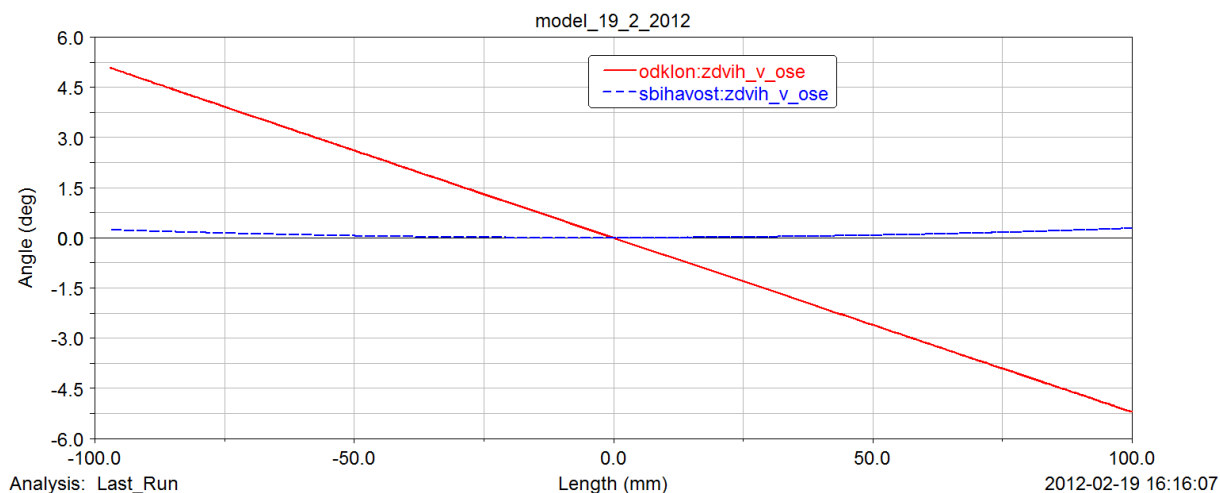
Samotný model použitý pro analýzu v programu Adams/View je zobrazen na Obr. 53.



Obr. 53 Model zadní kyvadlové úhlové nápravy vozidla BS01-B

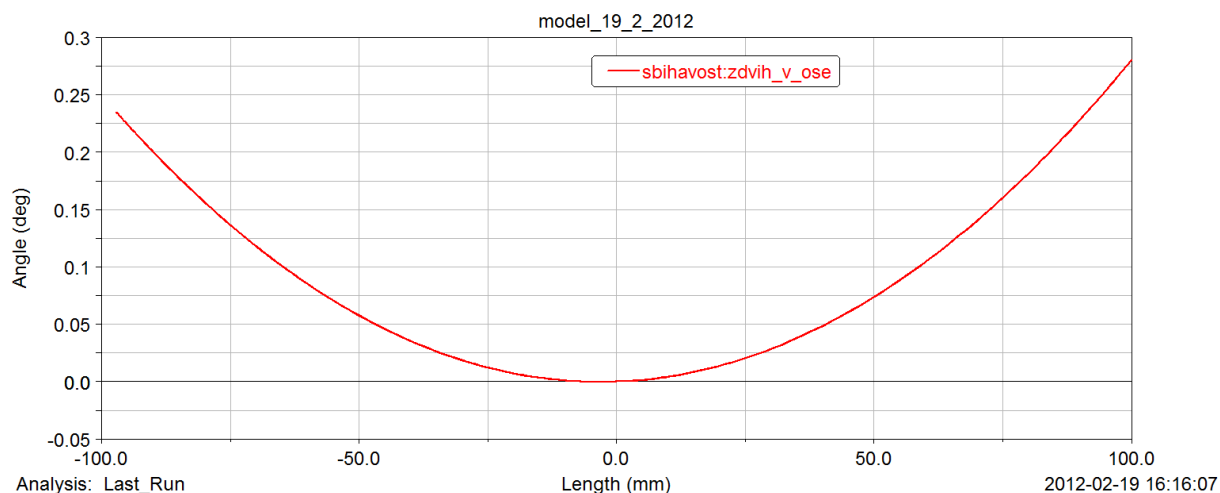
Na tomto obrázku je schématicky zobrazeno umístění tlumiče ZN, a to mezi body 6. a 7. Rameno mezi body 4. a 5. pak stejně jako u předešlých modelů schématicky znázorňuje pneumatiku a její kontakt s vozovkou v bodě 5.

Na základě analýzy tohoto modelu byly získány hodnoty průběhu odklonu a sbíhavosti, jež jsou vidět na Obr. 54.



Obr. 54 Průběh odklonu a sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola u ZN vozidla BS01-B

Metodika měření je totožná jako u předešlých grafů, takže z grafu je jasně patrné, že při pracovním zdvihu kola (0 – 100 mm) se hodnota odklonu mění v rozsahu od 0° do cca -5° a sbíhavost se v průběhu celého zdvihu pohybuje v oblasti kladných hodnot (rozsbíhavost). Na Obr. 55 je pak blíže patrný průběh sbíhavosti v průběhu zdvihu kola.



Obr. 55 Průběh sbíhavosti v závislosti na zdvihu kola u ZN vozidla BS01-B

Na základě této analýzy je jasné, že je potřeba provést změny v konstrukci této nápravy s cílem dosáhnout lepších parametrů a to především v oblasti pracovního zdvihu kola.

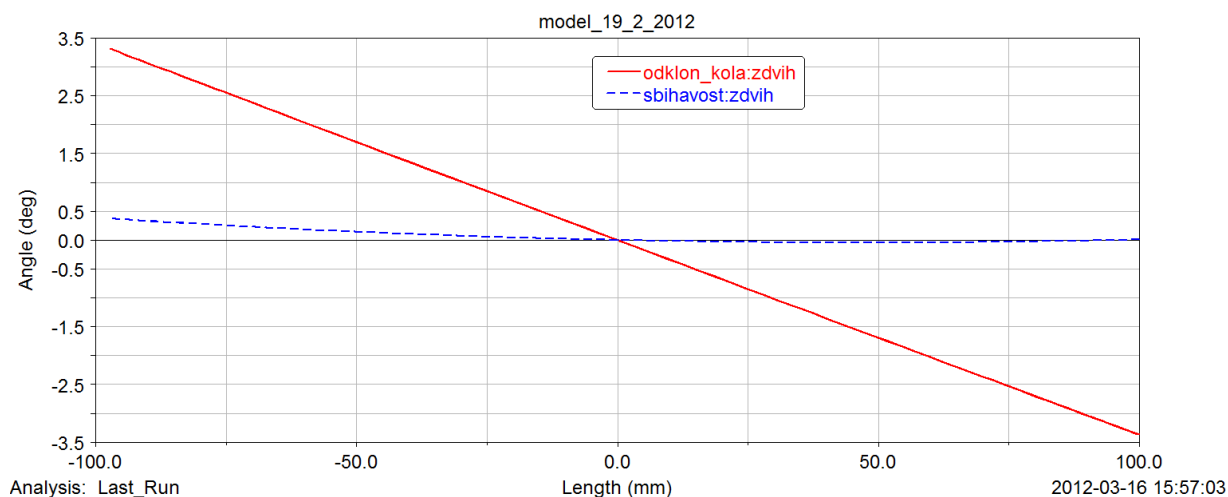
Po provedení několika postupných úprav bylo dosaženo zlepšení průběhu obou sledovaných veličin. Výsledné hodnoty bodů charakterizujících ZN a uchycení k rámu jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9 Souřadnice bodů Kyvadlové úhlové ZN vozidla BS01-B po úpravě

bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	98	950	309,4
2	274,9	860	304,4
3	450	1550	279,4
4	610	1550	279,4
5	610	1550	0
6	332,3	1073,7	296,7
7	369,9	988,8	655,3

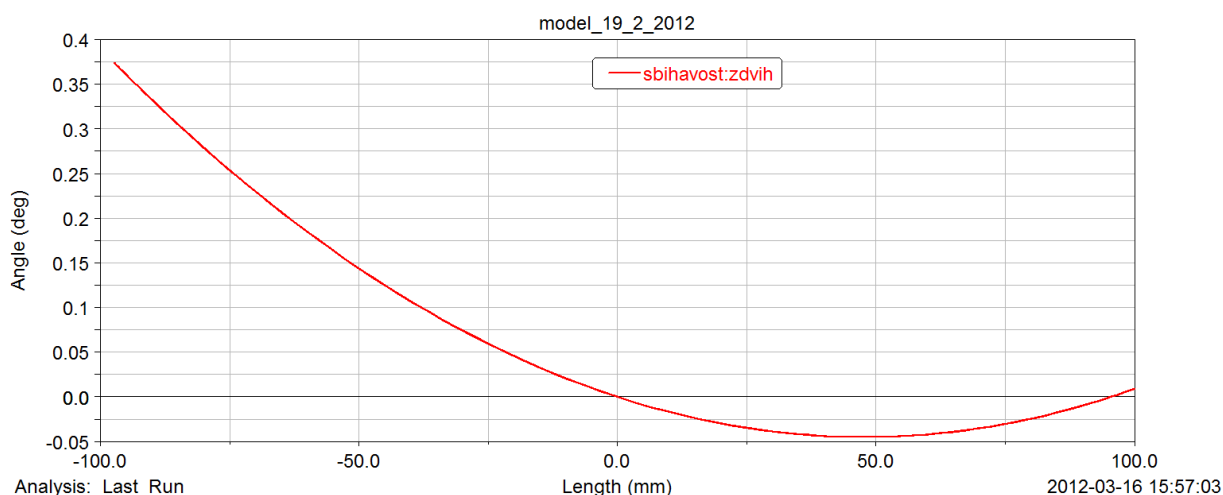
Na základě úprav došlo ke změně polohy jednotlivých bodů celé ZN a tato již neplní obecný postup její konstrukce zobrazený na Obr. 18. Tím, že došlo ke změně polohy jednotlivých bodů, došlo nejenom ke změně hodnoty parametru anti-squat, který po této úpravě dosahuje hodnoty 63,6% oproti původně navržené hodnotě 40%, ale především ke zlepšení sledovaných veličin. Volba parametru anti-squat však není v tuto chvíli nejdůležitější, protože původní návrh vycházel z hodnot používaných pro vozidlo Formule Student, ale Baja SAE je vozidlo určené pro provoz v naprosto odlišných podmínkách a správnou hodnotu je nutné určit na základě důkladného testování skutečného prototypu.

Konečné výstupy z programu Adams/View upravené verze ZN jsou patrné na Obr. 56.



Obr. 56 Průběh odklonu a sbíhavosti ZN u vozidla BS01-B po úpravě

Z grafu je patrné, že se podařilo snížit hodnotu změny odklonu s původních 5° na hodnotu lehce pod $3,5^\circ$. Dalším důležitým faktem je, že bylo dosaženo výrazného zlepšení parametru sbíhavosti (Obr. 57), která je prakticky v celém průběhu pracovního zdvihu v záporných hodnotách charakteristických pro sbíhavost.



Obr. 57 Průběh sbíhavosti ZN vozidla BS01-B po úpravě

Hodnoty odklonu a sbíhavosti jsou v oblasti záporného zdvihu, tedy při vyvěšení kola, kladné, což není žádoucí, protože kolo není schopné přenášet maximální možné zatížení a rozbíhavost kol může zhoršovat ovladatelnost vozidla a podporovat jeho přetáčivost. Je však důležité si uvědomit, že kolo ve chvíli, kdy je v záporném zdvihu, není plně zatěžováno a mnohdy ani není v kontaktu s vozovkou, takže parametr odklonu se v tomto případě dá tolerovat. U sbíhavosti, resp. rozbíhavosti je to horší, protože např. vozidlo po doskoku může mít tendenci k přetáčivosti a řidič se tak musí věnovat řešení nastalé situace, místo aby se plně soustředil na jízdní stopu a soupeře. Chování vozu je však do značné míry ovlivňováno správným nastavením tlumičů, které jsou schopné velmi výrazně ovlivnit výsledné chování vozu a tyto nedostatky částečně omezit.



Úpravou této nápravy bohužel nedošlo v pracovní oblasti zdvihu kola k tak výraznému zlepšení průběhu odklonu, aby bylo dosaženo srovnatelných hodnot jako v případě BS01-A. Určitá hodnota odklonu je při propružení žádoucí, protože kompenzuje naklání vozidla při nájezdu do zatáčky. Vozidla tohoto typu však nedosahují tak výrazného naklopení karosérie, aby došlo k vzájemné kompenzaci těchto úhlů a pneumatika tak měla maximální možnou plochu kontaktu. Navíc díky této zvýšené hodnotě odklonu bude docházet ke zvýšenému a nerovnoměrnému opotřebení pneumatik, což je však u závodního vozidla méně podstatný údaj. Všechny tyto skutečnosti se dají považovat za nevýhodu této konstrukce, nicméně s touto jsou spojeny i výhody, jež jsou blíže popsány v kapitole 6.2.

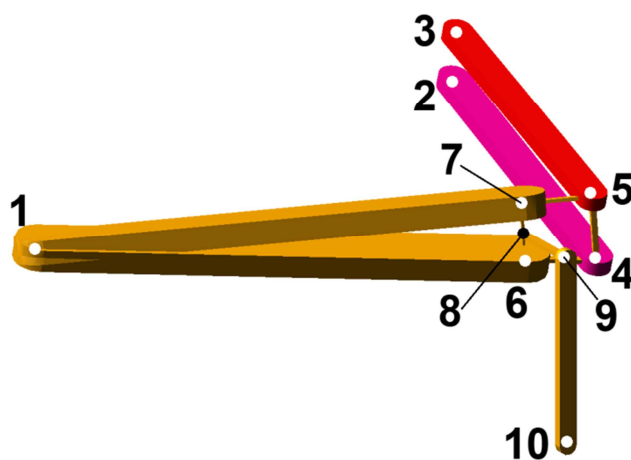
5.4 ZADNÍ NÁPRAVA VOZIDLA BS01-C

5.4.1 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Na základě informací získaných na diskuzních fórech při psaní rešerše, bylo snahou navrhnout nápravu, která dle diskutujících kombinuje pozitivní vlastnosti nezávislého lichoběžníkového zavěšení a kyvadlové úhlové nápravy a ověřit tak, zda se skutečně jedná o tak výhodný typ nápravy. Tato náprava již byla představena v kapitole 3.2.3 na Obr. 33. Hlavní výhodou této nápravy je na první pohled velmi jednoduchá konstrukce, která se vyznačuje nízkou hmotností. Tato je umožněna tím, že náprava není namáhána tolik na krut, jako je tomu v případě kyvadlové úhlové nápravy, protože obě nad sebou umístěná ramena tyto síly zachycují a přenášejí do konstrukce rámu a rameno nápravy tak může být celkově jednodušší a lehčí.

S ohledem na požadavek výšky středu klopení karosérie v místě ZN, vycházející ze sklonu osy klopení vozidla, byl v nárysu navržen sklon a délka jednotlivých ramen (na Obr. 58 červeně a fialově) dle pravidel pro konstrukci nezávislého lichoběžníkového zavěšení.

Následně pak jedno kyvné rameno, přičemž byl uvažován požadavek na dodržení hodnoty anti-squat. Umístění otočného bodu ramena (bod 1) je těsně za zády řidiče, v místě zadního oblouku. Právě tato skutečnost neumožnila dodržet anti-squat na hodnotě 40%, ale bylo nutné jí stejně jako v případě kyvadlové nápravy zvýšit v počátku na hodnotu 65,3%. Rameno tvoří zároveň i těhlici kola, k níž je montován náboj kola, jak je možné vidět na Obr. 58.



Obr. 58 Kombinace lichoběžníkové s kyvnou nápravou



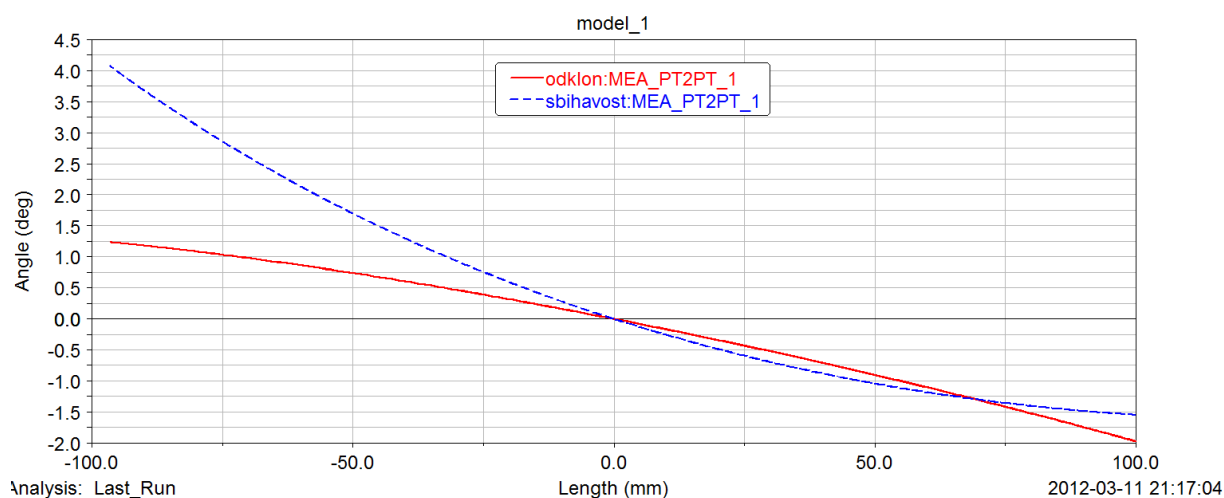
5.4.2 ANALÝZA ZN VOZIDLA BS01-C

Souřadnice bodů (Tab. 10) byly importovány do programu Adams/View, kde proběhla stejně jako u předchozích verzí analýzy této nápravy.

Tab. 10 Souřadnice bodů ZN BS01-C

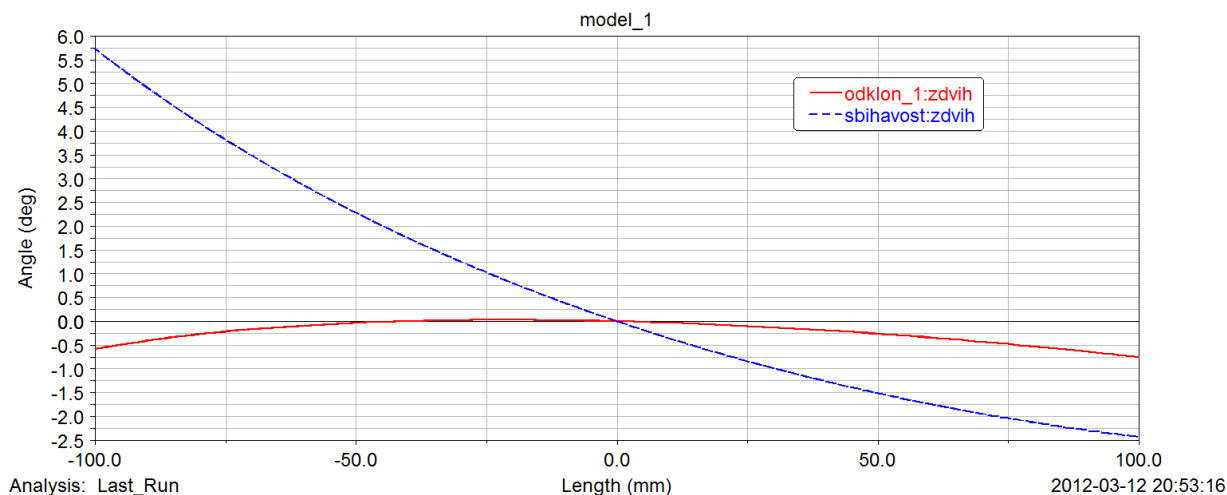
bod	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	280	870	305,1
2	87,47	1650	384,5
3	99,3	1650	459
4	517	1650	234,7
5	504	1650	327,2
6	486,6	1550	243,8
7	475,3	1550	324,3
8	481,6	1550	279,4
9	610	1550	279,4
10	610	1550	0

Výsledkem analýzy této varianty ZN jsou grafy průběhu odklonu a sbíhavosti na Obr. 59.



Obr. 59 Průběh odklonu a sbíhavosti ZN vozidla BS01-C

Z Obr. 59 je jasně patrné, že změny jsou především v případě sbíhavosti, velmi vysoké v celém rozsahu zdvihu a je tedy nutné tuto upravit. Postupnou prací s modelem bylo dosaženo zlepšení průběhu odklonu kola, kdy se podařilo omezit kladný odklon v oblasti záporného zdvihu, nicméně parametr sbíhavosti se naopak ještě zhoršil, jak je možné vidět na Obr. 60.



Obr. 60 Průběh odklonu a sbíhavosti po úpravě

Přes veškerou snahu však nebylo možné dosáhnout zlepšení parametru sbíhavosti. Jedině posouváním polohy bodu 1 (viz Obr. 58) směrem k přední nápravě došlo k mírnému zlepšení, nicméně i když byl bod 1 umístěn v ose PN, hodnota sbíhavosti byla při maximálním zdvihu kola (+100 mm) $-1,1^\circ$ a při maximálním vyvážení kola (-100 mm) $+2,5^\circ$.

Vzhledem k průběhu parametru sbíhavosti, která je ve srovnání s ostatními, již uvedenými variantami ZN velmi nepříznivá, lze tuto variantu zadní nápravy označit za nevhodnou. Hlavní výhodou tak zůstává především její konstrukční jednoduchost, nicméně dále již nebylo s touto uvažováno pro finální návrh vozidla BS01.



6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH RÁMŮ VOZIDLA BS01

Konstrukční návrh rámu probíhal stejně jako návrh celého vozidla v prostřední programu Catia V5. Model rámu byl nejprve vytvořen pomocí střednicových čar jednotlivých trubek z důvodů následného importu tohoto do programu ANSYS a následně pak i jako skutečný model tvořený trubkami patřičných rozměrů.

- Použitý materiál

Při návrhu rámu bylo uvažováno s použitím profilů dle katalogu společnosti Feron [28], kdy podle tohoto katalogu jsou použité profily z materiálu 11 353.1. Jedná se o naprosto běžnou konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. V úvahu však byly i další materiály, jejichž vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 11

Tab. 11 Mechanické vlastnosti uvažovaných materiálů [5], [28], [29]

materiál	mez kluzu Re [MPa]	mez pevnosti Rm [Mpa]
11 353.1	235	343 - 441
11 523	333	520 - 628
15 230	835	980 - 1180
15 130.9	440	590
17 240	185-225	490 - 685

Materiál 11 523 je běžné uvažovaný např. při stavbě rámu pro Formulí Student realizovanou na našem ústavu. Dosahuje velmi dobrých mechanických vlastností nicméně jeho dostupnost je omezená a tento by musel být speciálně objednan ze zahraničí.

Materiál 15 230 byl navržen při návrhu terénní čtyřkolky studentem Bc Pavlem Kučerou [6], jeho dostupnost je však rovněž omezená.

Materiál 15 130.9 je z kategorie chrom-molybdenových ocelí s velmi dobrými mechanickými vlastnostmi, přičemž jeho dostupnost je velmi dobrá např. u společnosti Evektor [29], ovšem dle informací se jedná o materiál s podmíněnou svařitelností a při práci s tímto jsou vyžadovány speciální podmínky. Polotovary z tohoto materiálu navíc nejsou standartně dodávány v rozměru $\varnothing 25 \times 3$ a bylo by tedy nutné v případě použití tohoto přepočítat, zda může být použit polotovár jiného rozměru. Tím však vznikne problém se snadnou napojitelností jednotlivých trubek tvořících rám.

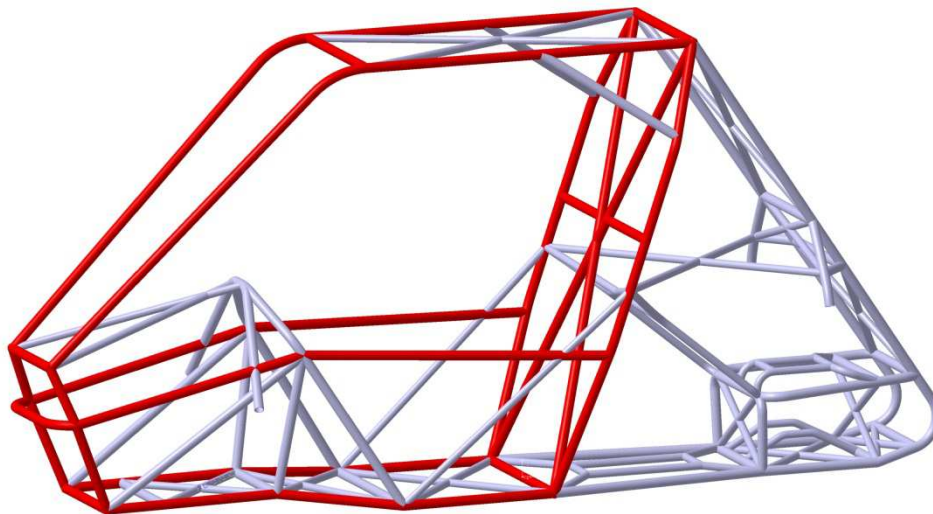
Posledním uvažovaným materiálem byla nerezová ocel 17 240, která je dostupná v širokém sortimentu mnoha firem a používá se ke stavbě rámu některých bugyn. Důležité u ní je, že má zaručenou svařitelnost a její případné použití umožňuje vypustit lakování rámu. Tím je zároveň zajištěna velmi dobrá kontrola stavu svarů, které nejsou schované pod barvou.



6.1 RÁM VOZIDLA BS01-A

Konstrukční návrh rámu vozidla BS01-A bylo nutné provádět společně s návrhem úchytných bodů přední a zadní nápravy tak, aby dané místo uvažovaného úchyty bylo pokud možno uzlovým bodem konstrukce rámu, zajišťující dostatečnou pevnost.

V první fázi byl tedy navržen model rámu tak aby splňoval požadavky pravidel především v oblasti bezpečnosti a prostoru pro řidiče.



Obr. 61 Pravidly definovaný rám (červeně)

Na Obr. 61 je možné vidět povinnou část rámu (červeně), která je definovaná pravidly a je tedy shodná pro všechny následně uvažované varianty. Hmotnost této povinné části rámu činí 22,3 kg.

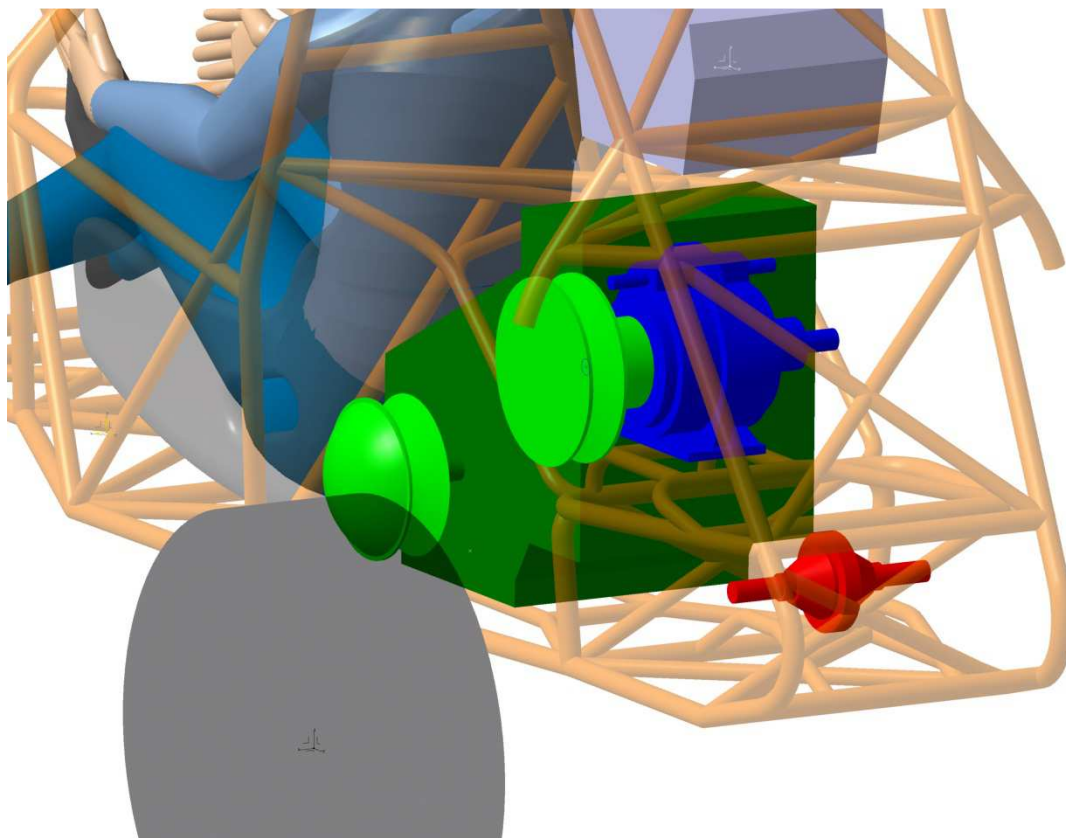
Jak již bylo popsáno v předešlé kapitole, po provedení změn v konstrukci náprav s cílem dosáhnout požadovaných parametrů sledovaných veličin, bylo nutné tyto výsledky zohlednit a upravit konstrukční návrh rámu.

Hlavním cílem konstrukce rámu je dosáhnout při minimální hmotnosti celého rámu co nejlepších parametrů torzní tuhosti. Toto souvisí s rozmístěním uvažovaných profilů tak, aby tvořily kompaktní celek a umožnily tak využít konstrukce celého rámu pro přenos zatížení. Zároveň je však nutné uvažovat potřebu uchycení jednotlivých komponentů a jejich snadnou montáž a demontáž. Všechny tyto požadavky jsou často velmi protichůdné a konečné řešení je vždy kompromisem.

Jak již bylo zmíněno dříve, celý návrh vozidla Baja SAE je realizován v pracovním prostředí programu Catia V5. Důležitými prvky, jejichž rozměry je především při konstrukci zadní části rámu nutné zohlednit jsou motor, převodovka, diferenciál a variátor. Všechny tyto komponenty bylo nutné poskládat tak, aby byly mezi nimi zajištěny vhodné připojovací rozměry dané výrobcem a dodržena linie spolu zabírajících komponentů. Pro dosažení co nejpřesnějšího výsledku byly tyto vymodelovány a umístěny do polohy, která tyto požadavky



splňuje. Modely jsou vytvořeny ve velmi zjednodušené podobě (Obr. 62), nicméně jejich rozměry odpovídají rozměrům udávaným výrobcí.



Obr. 62 Rozmístění komponentů hnacího traktu v zadní části vozu

Tmavě zelenou barvou je na Obr. 62 zobrazen motor, modře F-N-R převodovka, červeně diferenciál bez hnacího kola a světle zelenou barvou pak variátor.

Vzhledem k nutnosti dodržet hnací linii jednotlivých spolu zabírajících komponentů, jsou všechny komponenty umístěny mimo osu symetrie vozidla a každá z hnacích hřídelí tak bude muset být jinak dlouhá. Zároveň je nutné, aby tyto kompenzovaly změnu délky způsobenou zkracováním či prodlužováním hřídele při propružení kola.

Pro následnou analýzu torzní tuhosti bylo vypracováno několik návrhů, které nejsou tvarově příliš odlišné a liší se tak především volbou použitých profilů. Tyto jednotlivé návrhy je možné vidět v následujících kapitolách. Hlavním důvodem tohoto porovnání je snaha dosáhnout při nižší hmotnosti rámu přijatelných hodnot sledovaných veličin.

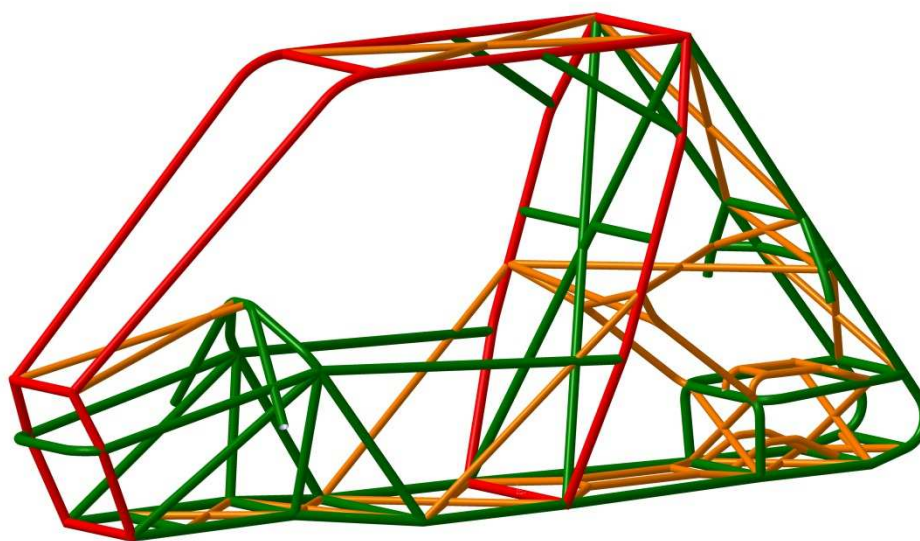


6.1.1 RÁM_1

Tento rám (Obr. 63) je stejně jako všechny následující kompletně navržen z trubkových profilů, kdy průměr použitých trubek odpovídá hodnotě minimálního povoleného průměru trubek pro primární ochranný rám řidiče definovaný v kapitole 1.1.3. Vzhledem k velkému množství průniků jednotlivých trubek, byl i pro trubky tvořící sekundární rám zvolen vnější průměr 25 mm, což by mělo zajistit snadnější výrobu celého rámu a rozdíly jsou tam pouze v tloušťce stěny použitých trubek. Aby byla zachována snadná napojitelnost, bylo rozhodnuto, že u všech návrhů budou pro primární i sekundární části rámu použity trubky o vnějším průměru 25 mm popř. tam, kde to bude možné, menší. Pro rám s označením „Rám_1“ tedy byly při návrhu částí, zobrazených na Obr. 63 zeleně, použity trubky o vnějším průměru 25 mm a rozdílné tloušťce stěny. Jakým způsobem tato skutečnost ovlivnila celkovou hmotnost rámu, je patrné z Tab. 12

Tab. 12 Parametry rámu s označením Rám_1

rám	typ	hmotnost [kg]
Rám_1	A	47,7
	B	40,8



Obr. 63 Rám_1

Podrobnější informace o hmotnosti jednotlivých částí rámu jsou uvedeny v Tab. 13. Použití jednotlivých profilů je v oblasti předního rámu tvořícího ochrannou klec řidiče přesně definováno (viz Obr. 1) a od této základní kostry se následně odvíjel návrh zbývajících částí.



Tab. 13 Podrobné informace o jednotlivých částech rámu „Rám_1“

profil	typ rámu	barevné označení	rozměr [mm]	hmotnost [kg/m]	hmotnost části rámu [kg]
trubka	A, B		Ø25x3	1,628	15,3
trubka	A		Ø25x1,5	0,869	21,7
trubka	B		Ø25x1	0,592	14,8
trubka	A, B		Ø20x1	0,469	10,7

Dosažená hodnota hmotnosti není v porovnání s konkurenčními týmy nijak vybočující z průměru, nicméně v porovnání s nejlepšími, které dle neoficiálních informací dosahují hodnot kompletního rámu lehce nad 30 kg, má především verze rámu „A“ rezervy. Ty jsou vidět již na prvním pohled, kdy se rámy konkurenčních vozů vyznačují použitím menšího množství trubek. Je otázkou, jakých hodnot torzní tuhosti jsou týmy s takovou hmotností rámu schopné dosáhnout, ale tyto informace nebylo možné pro případné porovnání získat. Tento rám byl následně podroben analýze torzní tuhosti v programu ANSYS. Výsledky této analýzy je možné najít v kapitole tomu věnované, kde jsou vždy dané výsledky srovnány.

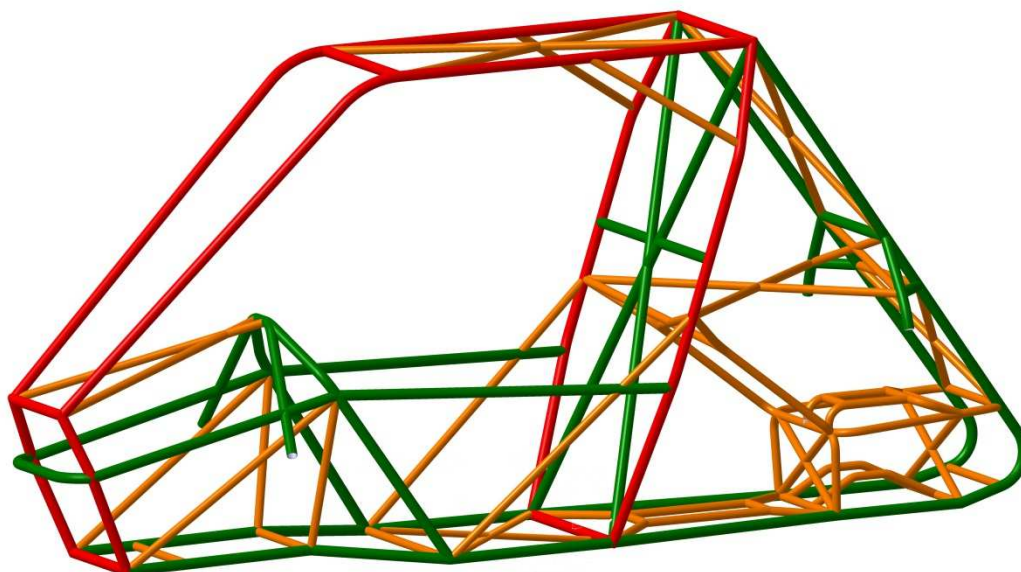
6.1.2 RÁM_2

Druhá varianta rámu je tvarově stejná jako Rám_1 (Obr. 64), jediným rozdílem je odstranění některých trubek (výztuh podlahy pod nohama řidiče), popř. nahrazení stávajících trubek trubkami s jiným profilem (především v zadní části rámu) ve snaze snížit celkovou hmotnost rámu. Celkové výsledky jsou zobrazeny v Tab. 14.

Tab. 14 Parametry rámu s označením „Rám_2“

rám	typ	hmotnost [kg]
Rám_2	A	42,7
	B	38

Zastoupení jednotlivých trubek na celkové hmotnosti rámu je uvedeno v Tab. 15. Jedná se sice o velmi malou změnu hmotnosti, ovšem použitím jiných profilů došlo k přerozdělení celkové hmotnosti, což samozřejmě ovlivní polohu těžiště, s čímž je tedy nutné počítat při určování celkových parametrů vozidla.



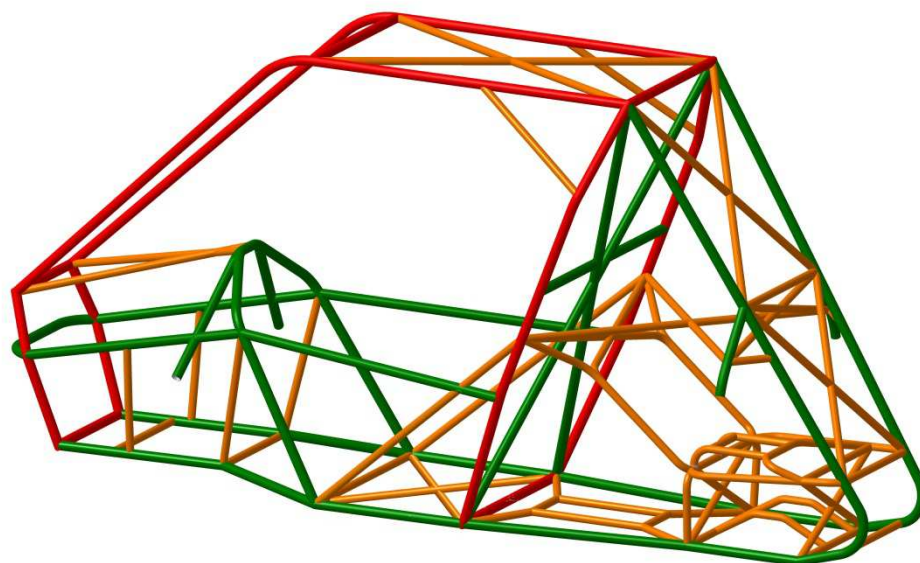
Obr. 64 Rám_2

Tab. 15 Podrobné informace o jednotlivých částech rámu „Rám_2“

profil	typ rámu	barevné označení	rozměr [mm]	hmotnost [kg/m]	hmotnost části rámu [kg]
trubka	A, B		Ø25x3	1,628	15,3
trubka	A		Ø25x1,5	0,869	14,7
trubka	B		Ø25x1	0,592	10
trubka	A, B		Ø20x1	0,469	12,7

6.1.3 RÁM_3

Poslední verze rámu navržená pro koncepci vozidla s nezávislým lichoběžníkovým zavěšením jak pro přední, tak i pro ZN je Rám_3. U této verze došlo k drobné změně v přední části rámu, kde se změnila trubka pro úchyt bodu 3 PN. Další změna je pak v části zadní, kde ubyla příčná trubka v oblasti úchytu zadního tlumiče k rámu a tento prostor je využit k umístění výztuh, které se tak stýkají všechny v jednom bodě a vyztužují ho.



Obr. 65 Rám_3

Díky těmto změnám došlo k dalšímu, byť velmi malému, snížení celkové hmotnosti rámu a to jak u verze „A“ tak i „B“, jak je možné vidět v Tab. 16.

Tab. 16 Parametry rámu s označením „Rám_3“

rám	typ	hmotnost [kg]
Rám_2	A	41,7
	B	37,3

Přesnější informace jsou pak zobrazeny v Tab. 17.

Tab. 17 Podrobné informace o jednotlivých částech rámu „Rám_3“

profil	typ rámu	barevné označení	rozměr [mm]	hmotnost [kg/m]	hmotnost části rámu [kg]
trubka	A, B		Ø25x3	1,628	15,3
trubka	A		Ø25x1,5	0,869	14
trubka	B		Ø25x1	0,592	9,6
trubka	A, B		Ø20x1	0,469	12,4



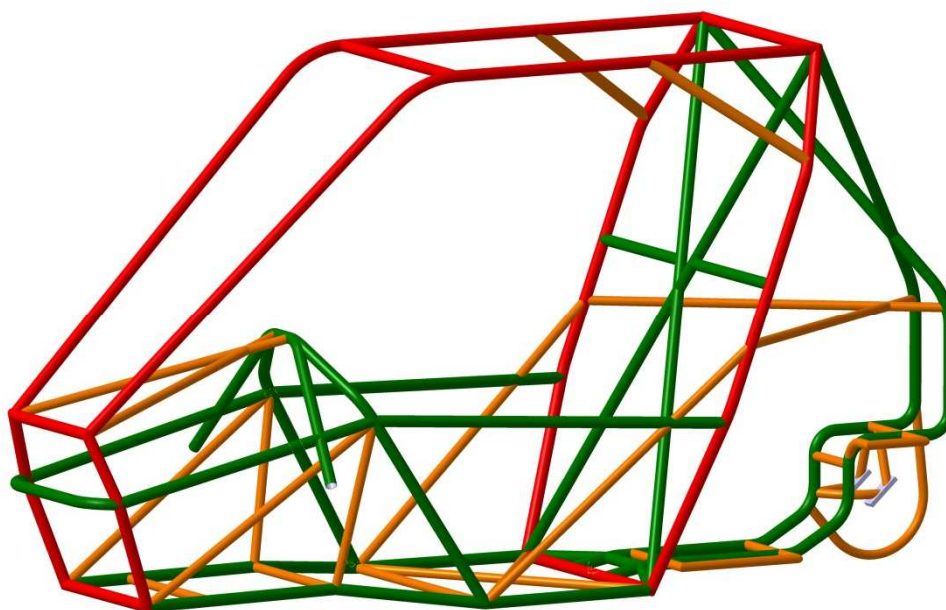
6.2 RÁM VOZIDLA BS01-B

Rám vozidla BS01-B vychází z předchozích navržených verzí, přičemž byla kompletně přepracována celá zadní část rámu s ohledem na jiný typ ZN. Výsledkem je celkově jednodušší konstrukce, která již na první pohled jeví známky nižší hmotnosti.

6.2.1 RÁM_4

Při návrhu rámu, který nese označení Rám_4, bylo postupováno obdobně jako u předešlých návrhů. Po návrhu předešlých variant a jejich analýze v programu ANSYS bylo rozhodnuto o použití již pouze jedné kombinace trubek. Konkrétně se jedná o trubky $\varnothing 25 \times 3$, $\varnothing 25 \times 1$ a $\varnothing 20 \times 1$ mm.

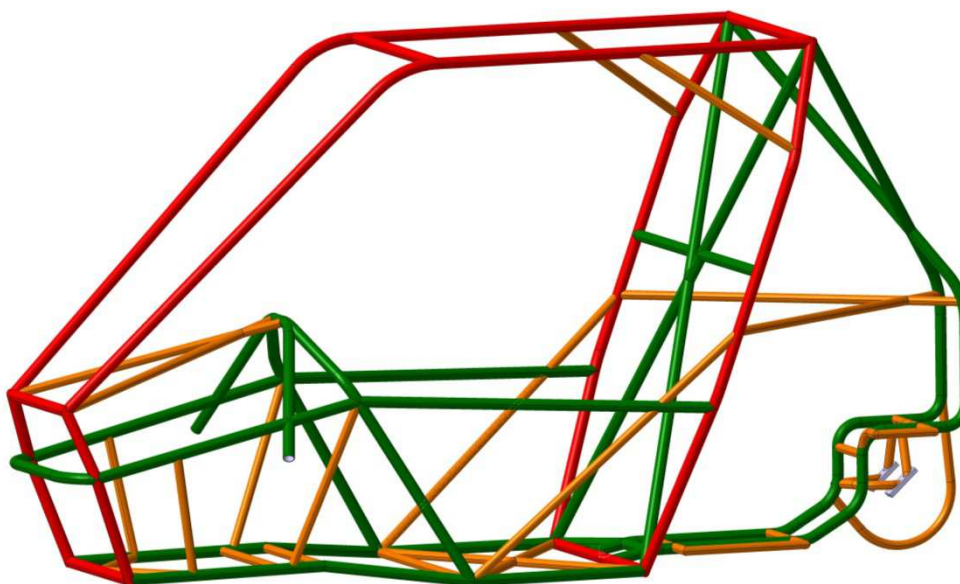
Pro tuto druhou variantu vozidla je uvažováno s použitím zadní kyvadlové úhlové nápravy, z čehož tedy vyplývá, že změny v konstrukci rámu jsou především v jeho zadní části. Část, tvořící tzv. přední rám, byla ponechána shodná jako u návrhu pro vozidlo BS01-A, a na základě konstrukčního návrhu ZN navržena celkově nová konstrukce zadní části rámu. Po provedení prvotního návrhu a následné práci na vylepšení parametrů ZN v programu Adams/View došlo k dalším drobným úpravám v konstrukci rámu. Hlavním cílem bylo dosáhnout snížení celkové hmotnosti rámu a zlepšit hodnoty torzní tuhosti.



Obr. 66 Rám_4 vozidla BS01-B

6.2.2 RÁM_5

Po provedení analýzy torzní tuhosti předchozí verze rámu v programu ANSYS byly na základě zjištěných dat provedeny další úpravy v konstrukci rámu, kdy se jednalo o odstranění některých trubek v přední části. Konkrétně pak o trubky tvořící výztuhu střechy a podlahy pod řidičovými nohama. Návrh s označením Rám_5 tak má podobu dle Obr. 67.



Obr. 67 Rám_5 vozidla BS01-B

Porovnání hodnot celkové hmotnosti Rámu_4 a Rámu_5 je v Tab. 18.

Tab. 18 Parametry rámu s označením „Rám_4“ a „Rám_5“

rám	hmotnost [kg]
Rám_4	35
Rám_5	33,1

Porovnání jednotlivých částí, podílejících se na celkové hmotnosti rámu je uvedeno v Tab. 19.

Tab. 19 Podrobné informace o jednotlivých částech Rámu_4 a Rámu_5

profil	rám	barevné označení	rozměr [mm]	hmotnost [kg/m]	hmotnost části rámu [kg]
trubka	Rám_4, Rám_5		Ø25x3	1,628	15,3
trubka	Rám_4, Rám_5		Ø25x1	0,592	12,1
trubka	Rám_4		Ø20x1	0,469	7,6
trubka	Rám_5		Ø20x1	0,469	5,7

Již na první pohled je jasné patrné výrazné zjednodušení konstrukce jak přední tak především celé zadní částí v porovnání s rámy navrženými pro vozidlo BS01-A, což je dobrým příslibem při snaze snížit celkovou hmotnost rámu resp. vozidla. Zároveň je však jasné, že zjednodušením celé zadní částí rámu a jejím odlehčením dojde k výraznému posunu těžiště rámu směrem dopředu, což výrazně změní i finální podobu rozložení hmotnosti ve vozidle. Dá se tedy předpokládat, že v úvodu požadovaná hodnota rozložení hmotnosti se bude

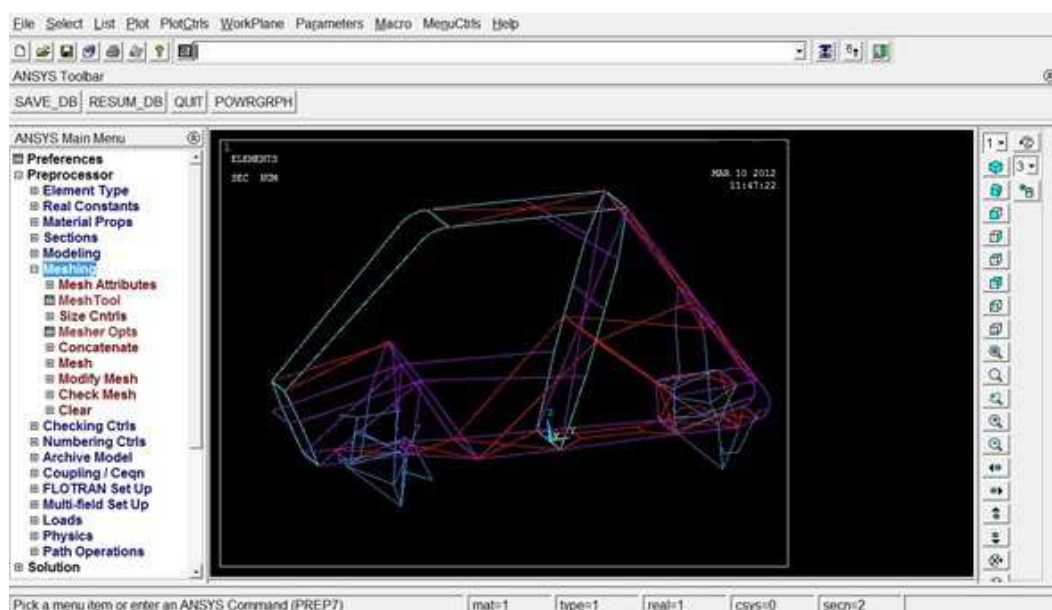


v tomto případě pohybovat velmi blízko hranice 50/50 %, a tím tento v úvodu stanovený požadavek nebude splněn. Vzhledem k velmi dobrým výsledkům, co se hmotnosti a výsledků analýz v programu ANSYS týče, však bylo žádoucí se touto variantou dále zabývat, přičemž jedním z možných řešení, které jsou konstrukčně schůdné je posunout veškeré komponenty a polohu řidiče vůči kolům směrem dozadu. Tímto dojde při zachování původního rozvoru a rozchodu kol k přenesení části hmotnosti na ZN, čímž dosáhneme v úvodu požadované hodnoty rozložení hmotnosti. Z konstrukčního hlediska se nejedná o příliš komplikovaný zásah, protože v případě PN je možné velmi snadno změnit úchytné body nápravy, v případě zadní kyvadlové nápravy pak jen s drobnými úpravami v oblasti kinematiky této nápravy.

6.3 ANALÝZA TORZNÍ TUHOSTI RÁMŮ VOZIDLA BS01-A A BS01-B

Analýza torzní tuhosti byla provedena u všech navržených verzí rámu stejným způsobem. Ten spočíval v importu geometrie rámu do programu ANSYS ve formě modelu tvořeného střednicemi uvažovaných profilů z důvodů popsanych v následující *kap. 6.3.1*. Cílem bylo získat hodnotu torzní tuhosti celého rámu, tu přepočítat na hodnotu torzní tuhosti na jednotku délky a hmotnosti, a následně tyto porovnat s ostatními rámy. Dále pak získat reálné výsledky napjatosti v materiálu a ty porovnat s hodnotami meze kluzu použitého materiálu.

Pro práci v prostředí programu Ansys 12.1 (Obr. 68) slouží roletové menu v levé části okna.



Obr. 68 Pracovní prostředí programu ANSYS

V tomto menu se nachází celá řada položek, ale pro řešení úkolů spojených s touto diplomovou prací jsou nejdůležitější tyto tři: **Preprocessor**, **General postprocessor** a **Solution**. V záložce **Preprocessor** se nastavují obecné vlastnosti modelu. Následuje část **Solution**, v níž se zadávají hodnoty zatížení, okrajové podmínky a řeší se samotný výpočet. V záložce **General postprocessor** se tyto následně vyhodnocují a graficky zpracovávají.



6.3.1 MOŽNOSTI VÝPOČTU

K řešení analýzy napjatosti a deformace rámu vozidla Baja SAE je možné přistoupit různými metodami s ohledem na zavedené předpoklady a požadovanou přesnost výpočtu. Tuto úlohu je tedy možné řešit těmito 3 metodami:

- **OBJEMOVÝ MODEL**

Při využití této metody je nutné do programu Ansys importovat model rámu vozidla Baja SAE vytvořený v programu Catia pomocí skutečných objemu a ten následně vysítovat pomocí objemových prvků Solid.

Jedná se o metodu ze všech nejpřesnější, ovšem aby byly výsledky dostatečně přesné, je nutné umístit do profilu stěny trubky minimálně 3 elementy sítě nad sebe. Tím dojde k vytvoření obrovského množství elementů, což velmi značně komplikuje výpočet. Vzhledem k omezeným výpočtovým kapacitám nebylo proto tuto metodu možné v případě tak velkého modelu použít.

- **MODEL TVOŘENÝ PLOCHAMI**

Tato varianta modelu vyžaduje vytvořit model rámu s pomocí střednicových ploch použitých profilů, u nichž není definovaná jejich tloušťka. Tyto jsou následně vysítovány za použití skořepinových prvků typu Shell, jež dané ploše přiřadí prvky zvolené tloušťky. Výpočet provedený tímto způsobem dává dostatečně přesné výsledky, zároveň však není natolik náročný na počet elementů a je tedy jedním z uvažovaných způsobů řešení.

Nevýhodou, která v konečném důsledku neumožnila použít tuto metodu, je fakt, že trubky použité při konstrukci rámu nemají stejný průměr a tloušťku stěny a proto není možné vytvořit kvalitní model. Problém nastává především v uzlových místech, kdy trubky s jinou tloušťkou stěny mají jiný průměr střednicové plochy a není tedy možné tyto na sebe ideálně napojit.

- **PRUTOVÝ MODEL**

Jedná se o variantu využívající k řešení prvky typu Link a Beam. Vhodným modelem pro tyto prvky je prutový model tvořený střednicovými čarami, tvořícími osy budoucích profilů. Jednotlivé čáry je možné rozdělit na menších částí určující velikost následně použitých elementů pro vysítování. Pro samotný výpočet je pak jednotlivým čarám přidělen zvolený profil. Výsledky týkající se deformace rámu lze považovat za dostatečně přesné s výjimkou uzlových bodů na spojnicích jednotlivých trubek. Tato varianta byla nakonec po dohodě s vedoucím práce zvolena a aplikována na všechny navržené verze rámu vozidla BS01.



6.3.2 TVORBA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Tvorba výpočtového modelu se skládá z několika na sebe navazujících kroků, které jsou popsány v následujících kapitolách.

• ÚPRAVA MODELU

Model tvořený střednicovými čarami vytvořený v programu Catia V5 bylo nejprve nutné importovat do programu ANSYS pomocí univerzálního převodního formátu IGES. Dále pak před samotnou analýzou upravit tak, aby odpovídal skutečným podmínkám. Jednalo se především o místa na skutečném modelu, kde dochází ke křížení jednotlivých trubek. Program ANSYS tyto střednice považuje každou za samostatnou a nebere tak v potaz, že ve skutečnosti je vždy jedna trubka celistvá a druhá trubka, tvořící již zmiňovaný kříž, k ní v podobě dvou menších přivařena. Používají se k tomu funkce **Intersect** a **Glue** z roletové nabídky spadající pod Preprocessor-Modeling-Operate-Booleans. Tímto způsobem je nutné rozdělit a následně „slepit“ všechny protínající se střednice.

• NASTAVENÍ PARAMETRŮ

Hlavním cílem této analýzy je získat data odpovídající skutečnému zatížení rámu při přejezdu nerovností. Proto je nutné rám zatěžovat způsobem, který odpovídá běžnému provozu. Zatížení tedy bylo umístěno v místě těhlice (Obr. 71). Pro účely výpočtu je nutné odstranit vliv deformace náprav a funkce tlumičů, i když tyto ve skutečnosti samozřejmě část energie pohlcují. Toho bylo dosaženo použitím prvků typu **Link 8** (Obr. 69).



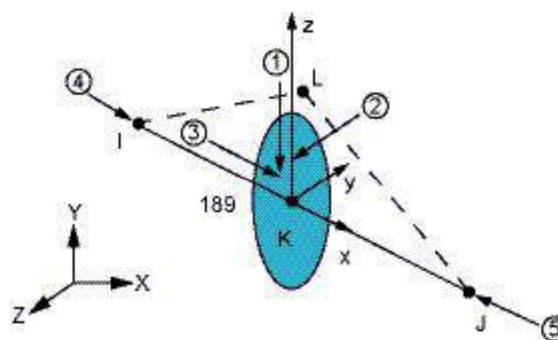
Obr. 69 Element typu Link 8 [30]

Tento element může být použit např. jako podpěra. Jedná se o prostorový, 2-uzlový element s třemi stupni volnosti v každém uzlu, schopný přenášet pouze napětí působící v jeho ose (tah-tlak). Je zakončen sférickými vazbami umožňujícími rotační pohyb. Tímto elementem byly vysíťovány ramena obou náprav a náhrady tlumičů, přičemž jim byly přiděleny následující parametry:

- Strukturní, lineární, elastický, izotropický materiál
- Modul pružnosti: $E_x = 2,1 \cdot 10^{11}$ MPa
- Poissonovo číslo: $\mu = 0,3$
- Příčný průřez: $AREA = 30 \text{ mm}^2$
- Počáteční napětí: $ISTRN = 0$ MPa

Na základě tohoto nastavení je možné uvažovat nápravy jako nedeformovatelné a k veškeré deformaci tedy bude docházet v konstrukci rámu.

Pro vysíťování celého rámu a těhlic byl následně použit element typu **Beam 189**. Ten je vhodný pro analýzu tenkostěnných a mírně tlustostěnných prutových konstrukcí, kdy ve výchozím nastavení má v každém uzlu 6 stupňů volnosti (posuvy kolem os x, y, z a rotace kolem těchto os). Jedná se o kvadratický 3-uzlový element (Obr. 70).



Obr. 70 Element typu Beam 189 [30]

Pro vysíťování rámu mu byly přiděleny tyto parametry:

- Strukturní, lineární, elastický, izotropický materiál
- Modul pružnosti: $E_x = 2,1 \cdot 10^5$ MPa
- Poissonovo číslo: $\mu = 0,3$

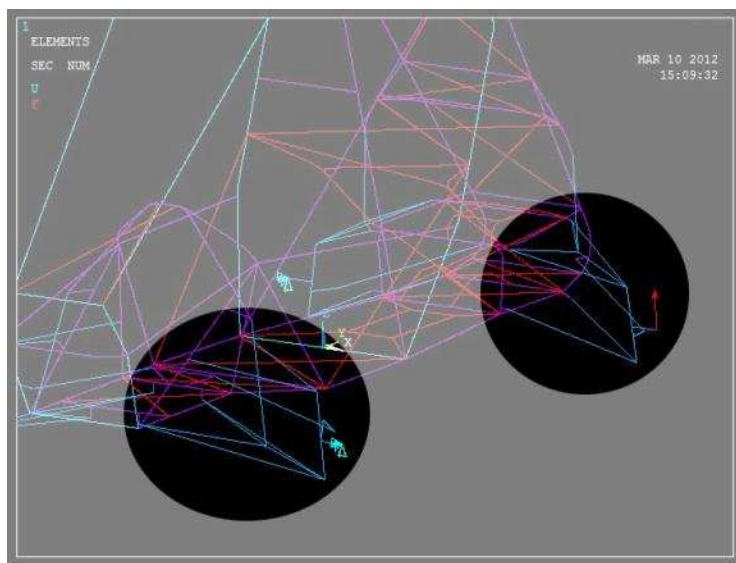
Pro použití v případě těhlice jsou hodnoty nastavení stejné, pouze s rozdílem modulu pružnosti, který byl nastaven, stejně jako v případě prvku Link 8, na hodnotě $E_x = 2,1 \cdot 10^{11}$ MPa.

Dalším důležitým parametrem modelu jsou použité profily, které je nutné nastavit v menu programu ANSYS. Jednotlivým čarám, reprezentujícím střednice použitých profilů, bylo nutné přiřadit profil dle tabulky, která je zobrazena u každé navržené verze rámu. To bylo provedeno v menu **Section** a podnabídce **Beam**, kde je možné tyto parametry nastavit. Toto nastavení se pro každou navrženou verzi rámu liší, a proto bylo vždy před samotným výpočtem tyto hodnoty potřeba změnit.

• OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Aby bylo možné porovnat jednotlivé varianty navržených rámu mezi sebou nebo s jinými modely, je nutné zvolit jednotný systém zatěžování rámu. Vzhledem k tomu, že se jedná o první konstrukční návrh vozidla tohoto typu, je tedy nutné tento stanovit.

Z důvodu nemožnosti porovnání výsledků torzní tuhosti navržených rámu s hodnotami konkurenčních týmů pak byla zvolena metodika používaná při návrhu rámu Formule Student, kdy zatěžující síla o velikosti 1000 N, což odpovídá 100 kg, působí svisle vzhůru v místě středu levého zadního kola (Obr. 71).

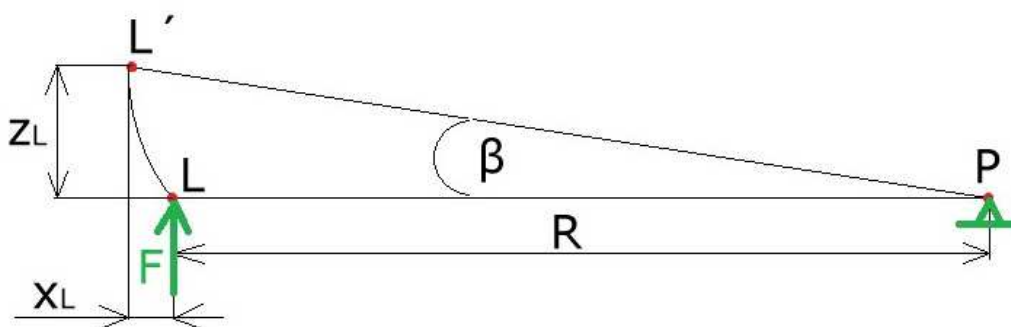


Obr. 71 Uchycení a zatížení rámu

Protilehlému PP kolu byla odebrána možnost pohybu ve všech osách, LP kolu (Obr. 71) v ose „z“ a „y“ a PZ kolu pak v ose „z“ a „x“. Díky tomu může dojít vlivem deformace k posunu jednotlivých bodů v potřebném směru, čímž se minimalizuje riziko ovlivnění výsledků. Parametry rámu užívaných u vozidel Formule Student jsou totiž v tuto chvíli jediným měřítkem, s nímž je možné alespoň částečně dosažené výsledky porovnávat a na jejich základě vyhodnotit.

6.3.3 METODIKA VÝPOČTU TORZNÍ TUHOSTI RÁMU

Torzní tuhost je stejně jako další veličiny parametrem, vypovídajícím o vlastnostech daného rámu. Torzní tuhost vypovídá o odolnosti rámu vůči kroucení kolem podélné osy vozidla. To má významný vliv na schopnost vozidla zachovat si stejné jízdní vlastnosti a umožnit tak využít plně potenciál daného vozu. Její hodnotu je však nutné vypočítat na základě známých výpočtových vztahů (uvedených níže) vycházejících ze zjednodušeného nákresu zadní nápravy (Obr. 72). Abychom byli schopni určit hodnoty torzní tuhosti, je nutné znát hodnoty deformace rámu způsobené námi zvoleným typem zatížení (Obr. 73).



Obr. 72 Schéma zatěžování ZN



Na Obr. 72 je schematicky znázorněna ZN, kde vzdálenost „R“ udává rozchod zadních kol, rozměr „x_L“ a „z_L“ udávají posun středu levého kola způsobený působením síly F o velikosti 1000 N působící ve směru osy z. Úhel β pak vyznačuje úhel natočení celé nápravy, resp. zkroucení celého rámu.

Následně, po určení hodnoty torzní tuhosti, je možné tuto přepočítat vzhledem k jednotce délky, kdy „L“ je v tomto případě hodnota rozvoru kol nebo vzhledem k hmotnosti „m“ rámu. Všechny tyto parametry jsou zaváděny s ohledem na snadnější porovnatelnost výsledků i s vozidly jiných kategorií a rozměrů.

Hodnoty počítaných parametrů byly určovány dle následujících vztahů:

Úhel natočení

$$\tan \beta = \frac{Z_L}{R + X_L} \rightarrow \beta = \arctan \left(\frac{Z_L}{R + X_L} \right); [^\circ; mm] \quad (19)$$

Krouticí moment

$$M_K = F * R; [Nm; N, m] \quad (20)$$

Torzní tuhost

$$C = \frac{M_K}{\beta}; \left[\frac{Nm}{^\circ}; Nm, ^\circ \right] \quad (21)$$

Torzní tuhost na jednotku délky

$$C_L = C * L; \left[\frac{Nm^2}{^\circ}; \frac{Nm}{^\circ}, m \right] \quad (22)$$

Poměr torzní tuhosti/hmotnosti

$$C_m = \frac{C}{m}; \left[\frac{Nm}{^\circ \cdot kg}, \frac{Nm}{^\circ}, kg \right] \quad (23)$$

Poměr torzní tuhosti na jednotku délky/hmotnost

$$C_{Lm} = \frac{C_L}{m}; \left[\frac{Nm^2}{^\circ \cdot kg}, \frac{Nm}{^\circ}, kg \right] \quad (24)$$

6.3.4 TORZNÍ TUHOST RÁMU FORMULE STUDENT A TERÉNNÍ ČTYŘKOLKY

Vzhledem k tomu, že snahou je dosáhnout co nejlepších parametrů rámu, bylo potřeba tyto získané výsledky porovnat s již běžně provozovanými vozidly a získat tak skutečnou informaci o kvalitě navržených verzí. Bohužel však nebylo, vzhledem k charakteru těchto vozidel a skutečnosti, že se jedná o závodní vůz, možné získat rám srovnatelného vozu a porovnat tak přímo dvě srovnatelné vozidla. Jedinou možností tak zůstalo několik již navržených rámu pro vozidla Formule Student, jejichž konstrukce a stavba již nějakou dobu



probíhá i na naší fakultě. Je jasné, že srovnání s těmito rámy nedává plnohodnotné výsledky, protože charakter zatěžování u obou vozidel je při samotném závodě diametrálně odlišný a i parametry jako rozvor kol jsou v tomto důležité, nicméně je jediným dostupným způsobem, jak tyto otestovat a zjistit, zda se sledované parametry navržených ráků alespoň řádově shodují s těmi formulovými. Pro srovnání byly zvoleny dva ráky vozidel s úplně odlišným charakterem. Prvním z nich je formulový vůz, jehož zadní část ráku navrhl Bc. Václav Hájek [7] a druhým rákem je pak rám navržený Bc. Pavlem Kučerou [6] pro terénní čtyřkolku s elektrickým pohonem. Obě tyto práce byly vytvořeny v roce 2011 na Ústavu Automobilního a dopravního inženýrství v Brně.

Důležité parametry těchto ráků jsou uvedeny v Tab. 20.

Tab. 20 Parametry ráků pro srovnání

rám	zdroj	Moment M_k [Nm]	rozvor náprav L [mm]	Úhel natočení β [°]	Torzní tuhost C [Nm/°]	Torzní tuhost na jednotku délky CL [Nm/°]
Rám Formule Student	[7]	1172,4	1600	1,278	917,6	1468,2
Rám terénní čtyřkolky	[6]	480,4	1279,4	0,3	1838	2351,5

V této tabulce jsou uvedeny i parametry jako jsou rozvor náprav a moment, kterým byly dané ráky zatěžovány. Tyto jsou velmi důležité pro získání celkového náhledu na porovnávané ráky. Z pohledu rozměrů je si s vozidlem Baja SAE nejvíce podobná Formule Student, nicméně díky přepočítání torzní tuhosti daného ráku na jednotku délky (rozvoru) je možné tyto relativně objektivně posoudit. Jak je možné vidět v Tab. 20, parametry terénní čtyřkolky jsou vzhledem k celkové větší kompaktnosti tohoto stroje výrazně lepší. Je to dáno také tím, že řidič sedí v podstatě na ráku a ten se tedy nemusí přizpůsobovat přísným pravidlům v oblasti bezpečnosti jako je tomu u Formule Student nebo vozidla Baja SAE. Rám pro terénní čtyřkolku byl zatížen silou o velikosti pouze 500 N, tudíž hodnota torzní tuhosti uvedená v tabulce je samozřejmě vyšší, než by odpovídala zatížení 1000 N.

6.3.5 TORZNÍ TUHOST NAVRŽENÝCH RÁKŮ VOZIDLA BS01-A

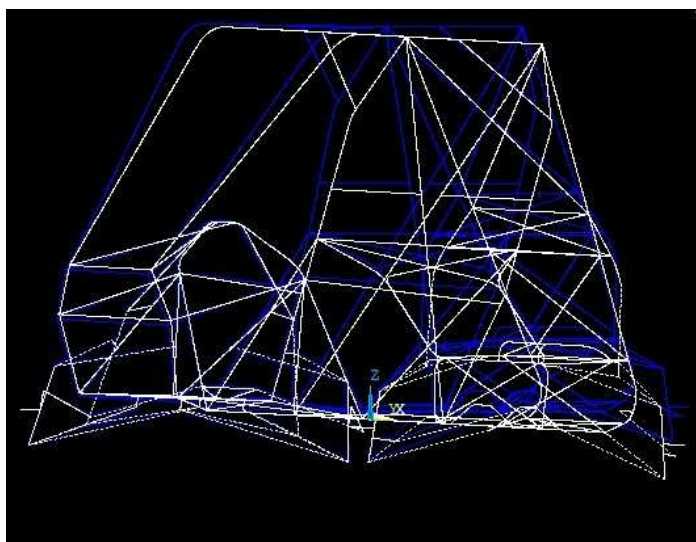
Pro variantu vozidla BS01-A byly navrženy celkem 3 ráky, přičemž každý z nich byl navržen ve dvou variantách. Všechny tyto ráky byly podrobeny analýze torzní tuhosti dle metodiky popsané v kapitole 6.3.3, a tyto výsledky jsou uspořádány v Tab. 21.



Tab. 21 Parametry rámu navržených pro vozidlo BS01-A

rám	verze	celková hmotnost m_{RAM} [kg]	Úhel β [°]	Krouticí moment M_K [Nm]	Torzní tuhost C [Nm/°]	Torzní tuhost na jednotku délky C_L [Nm ² /°]	Poměr torzní tuhost/hmotnost C_m [Nm/kg°]	Poměr torzní tuhost na jednotku délky/hmotnost CL_m [Nm ² /kg°]
Rám_1	A	47,7	0,829	1220	1471,7	2281,1	30,9	47,9
	B	40,8	1,037	1220	1176,5	1823,5	28,9	44,8
Rám_2	A	42,7	1,247	1220	978,4	1516,4	24,7	38,4
	B	38	1,407	1220	867,1	1344	24,9	38,5
Rám_3	A	41,7	1,402	1220	870,2	1348,8	20,8	32,3
	B	37,3	1,565	1220	779,6	1208,3	20,9	32,4

U rámu došlo vlivem zatížení k deformaci, kterou je možné vidět např. u rámu „Rám_1-A na Obr. 73.



Obr. 73 Deformace rámu způsobená zatížením o velikosti 1000 N

Z výsledků je jasné patrné, že rám s označením „Rám_1-A“ dosahuje oproti verzi „B“ lepších parametrů u všech sledovaných veličin, nicméně toto vychází ze skutečnosti, že byly použity trubky s větší tloušťkou stěny, čímž došlo k vyztužení celé konstrukce. Toto se však projevilo nežádoucím způsobem na hmotnosti celého rámu, což je jeden z hlavních sledovaných parametrů. Stejně tak je tomu i u všech dalších verzí, kdy varianta „A“ dosahuje vždy oproti verzi „B“ lepších parametrů za cenu vyšší hmotnosti.

6.3.6 TORZNÍ TUHOST NAVRŽENÝCH RÁMŮ VOZIDLA BS01-B

V případě rámu pro verzi BS01-B bylo hlavním cílem nejenom zlepšit parametr torzní tuhosti a pokusit se dosáhnout snížení hmotnosti oproti nejlehčí verzi rámu pro vozidlo BS01-A, ale také celkově zjednodušit konstrukci rámu. Toho nakonec bylo dosaženo, a výsledky analýzy torzní tuhosti jsou uvedeny v Tab. 22.



Tab. 22 Parametry rámu navržených pro vozidlo BS01-B

rám	verze	celková hmotnost m_{RAM} [kg]	Úhel β [°]	Krouticí moment M_K [Nm]	Torzní tuhost C [Nm/°]	Torzní tuhost na jednotku délky C_L [Nm ² /°]	Poměr torzní tuhost/hmotnost C_m [Nm/kg°]	Poměr torzní tuhost na jednotku délky/hmotnost CL_m [Nm ² /kg°]
Rám_4	X	35	0,885	1220	1378,5	2136,7	39,4	61,1
Rám_5	X	33,1	1	1220	1219,4	1890,1	36,9	57,2

Jak je možné vidět, nejenom že se podařilo dosáhnout u obou verzí dalšího snížení hmotnosti, ale také se výrazně zlepšil parametr torzní tuhosti a všechny další, z něj vycházející. Rám_5 se tak jeví jako nejlepší z dosud navržených.

Jak je vidět z výsledků uvedených v Tab. 21 a Tab. 22, hodnoty torzní tuhosti jednotlivých rámu jsou u obou uvažovaných verzí vozidla vyšší, než je tomu v případě rámu pro Formuli Student. Toho je dosaženo především konstrukcí rámu nad hlavou řidiče, která tuto výrazně vyztužuje. Výsledky torzní tuhosti přepočítané na jednotku délky se pak především u verze „Rám_4“ velmi blíží výsledkům dosaženým u rámu terénní čtyřkolky.



7 CELKOVÉ PARAMETRY VOZU

Po provedení konstrukčních návrhů jednotlivých ráků a zjištění polohy jejich těžiště bylo možné provést přesnější určení parametrů vozu. V tomto případě se již jednalo o mnohem přesnější výsledky než v úvodu této práce, protože v průběhu konstrukčního návrhu došlo k finálnímu výběru jednotlivých komponentů a jejich přesnému umístění ve voze. Výpočet finální polohy těžišť jednotlivých vozidel byl na základě těchto dat proveden v prostředí programu Mathcad 14.

7.1 PARAMETRY VOZU BS01-A

Podrobný seznam všech uvažovaných komponentů u vozidla BS01-A, včetně souřadnic jejich těžiště, je uveden v Tab. 24. Souřadnice těžiště jsou vztaženy k centrálnímu souřadnému systému umístěnému na průsečíku rovin vozovky, podélné roviny vozidla a příčné roviny vedené středem předního kola.

Hodnoty hmotností jednotlivých komponentů odpovídají u sériových dílů jejich skutečným hodnotám. Tam, kde se předpokládá použití speciálních nebo upravovaných dílů, byly uvedeny odhadované hodnoty hmotnosti. Hmotnost komponentů souhrnně pojmenovaných např. „soustava kolo-LP“ je složená z hmotností jednotlivých komponentů, kterými jsou ráfek, pneumatika, těhlice a brzdíč. Celková hmotnost této skupiny byla soustředěna do jediného bodu, kterým je střed kola. Díky tomuto zjednodušení sice není výpočet zcela přesný, nicméně ve fázi návrhu prvního prototypu vozidla Baja SAE jej lze považovat za dostačující.

S využitím softwaru Mathcad, v němž byly sestaveny všechny předešlé rovnice (1-16), byly tyto rozšířeny o všechny v tuto chvíli uvažované komponenty uvedené v Tab. 24, pro získání polohy těžiště a rozložení hmotnosti ve vozidle. Díky tomu byly vypočítány finální parametry vozidla s označením BS01-A se všemi uvažovanými verzemi ráků, a tyto přehledně uspořádány do Tab. 25.

Tab. 23 Hmotnost a souřadnice těžišť jednotlivých ráků BS01-A

rám	verze	celková hmotnost rámu [kg]	souřadnice těžiště rámu		
			X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Rám_1	A	47,7	0,9	771,6	739,2
	B	40,8	1,4	771,9	739,4
Rám_2	A	42,7	0,8	751	763,1
	B	38	1,4	750,9	763,1
Rám_3	A	41,7	-0,5	770,5	768
	B	37,3	0,2	771,1	768



Tab. 24 Seznam uvažovaných komponentů vozidla BS01-A a jejich parametry

komponent	souřadnice těžiště			hmotnost [kg]
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	
motor	46,2	1161	522,6	21
nádrž	-40	1270	939,5	6
převod	95	1495	669,1	10,6
diferenciál	-55	1550	404,5	7,1
LP tlumič	345,9	23,7	413,6	2,2
PP tlumič	-345,9	23,7	413,6	2,2
LZ tlumič	323,6	1550	600,2	2,4
PZ tlumič	-323,6	1550	600,2	2,4
CVT-motor	přičteno k motoru			4,7
CVT-převod	přičteno k převodu			2,3
pedálovka	0	-200	374	4,2
řidič	0	685	659	80
převodka řízení	0	160	385	1
Volant + tyč řízení	0	150	700	3
L_hn.hřídel	291,2	1550	342	2
P_hn.hřídel	-341,6	1550	342	2
soustava kolo-LP	635	0	279,4	10,6
soustava kolo-PP	-635	0	279,4	10,6
soustava kolo-LZ	610	1550	279,4	10,6
soustava kolo-PZ	-610	1550	279,4	10,6
LP ramena	330	0	339	2
PP ramena	-330	0	339	2
LZ ramena	360	1550	339	2
PZ ramena	-360	1550	339	2
rám	dle dané verze rámu			
baterie	0	1680	625	2,16
hasicí přístroj	-291,5	969,8	617,6	2
sedačka	0	641,4	529,2	6,5
celková hmotnost				214,16



Tab. 25 Výsledné parametry vozidla BS01-A

rám	souřadnice těžiště vozidla			celková hmotnost vozidla m_v [kg]	rozložení hmotnosti [%]	
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]		PN	ZN
Rám_1-A	3,4	846,5	569,9	261,8	45,4	54,6
Rám_1-B	3,6	848,6	565,4	254,9	45,3	54,7
Rám_2-A	3,5	844,6	570,6	256,8	45,5	54,5
Rám_2-B	3,6	846,3	567	252,1	45,4	54,6
Rám_3-A	3,3	848,1	570,8	255,9	45,3	54,7
Rám_3-B	3,4	849,5	567,2	251,4	45,2	54,8

Z výsledků je patrné, že poloha těžiště a rozložení hmotností mezi nápravami vozidla BS01-A s využitím jednotlivých variant rámu, je velice podobné a mění se jen velmi málo. Celková hmotnost vozidla včetně řidiče je naopak u jednotlivých verzí rozdílná, kdy největší rozdíl mezi dvěma verzemi činí 10,3 kg, což už nelze považovat za zanedbatelný rozdíl. Je tedy potřeba zvážit na základě analýzy torzní tuhosti rámu veškeré informace, a rozhodnout se, která varianta se jeví jako nejlepší.

7.2 PARAMETRY VOZU BS01-B

Stejně jako u verze BS01-A je většina použitých komponentů shodná, jediným rozdílem je změna rámu a komponentů souvisejících s jinou konstrukcí ZN. Na základě jiné konstrukce ZN došlo u některých komponentů k drobným změnám polohy jejich umístění vzhledem k centrálnímu souřadnému systému. Ten je stejně jako u verze BS01-A umístěn na vozovce na průsečíku podélné roviny vozidla s příčnou rovinou vedenou středem předního kola. Veškeré informace o poloze všech komponentů jsou tak uvedeny v Tab. 27.

Jak je možné vidět v Tab. 27, celková hmotnost vozidla bez rámu je shodná jako v případě vozidla BS01-A. Díky nižší hmotnosti rámu a jiné poloze jeho těžiště je však výsledná poloha těžiště vozidla, a tím i rozložení hmotnosti, rozdílná. V Tab. 26 jsou uvedeny data k oběma navrženým variantám rámu pro vozidlo BS01-B.

Tab. 26 Hmotnost a poloha těžišť jednotlivých verzí rámu vozidla BS01-B

rám	celková hmotnost rámu [kg]	souřadnice těžiště rámu		
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Rám_4	35	-0,6	549,2	799,3
Rám_5	33,1	-0,7	553,8	795,3



Tab. 27 Seznam uvažovaných komponentů vozidla BS01-B a jejich parametry

komponent	souřadnice těžiště			hmotnost [kg]
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	
motor	72	1108,5	470,5	21
nádrž	-80	1270	939,5	6
převod	95	1495	669	10,6
diferenciál	-55	1550	404,5	7,1
LP tlumič	346	23,5	413,5	2,2
PP tlumič	-346	23,5	413,5	2,2
LZ tlumič	378,5	1122,5	548,5	2,4
PZ tlumič	-378,5	1122,5	548,5	2,4
CVT-motor	přičteno k motoru			4,7
CVT-převod	přičteno k převodu			2,3
pedálovka	0	-200	374	4,2
řidič	0	685	659	80
převodka řízení	0	160	385	1
volant + tyč řízení	0	150	700	3
L_hn.hřídél	250	1550	342	2
P_hn.hřídél	-260	1550	342	2
soustava kolo-LP	635	0	279,4	10,6
soustava kolo-PP	-635	0	279,4	10,6
soustava kolo-LZ	610	1550	279,4	8,6
soustava kolo-PZ	-610	1550	279,4	8,6
LP ramena	330	0	339	2
PP ramena	-330	0	339	2
LZ ramena	365	1240	282	4
PZ ramena	-365	1240	282	4
rám	dle dané verze rámu			
baterie	-250	950	429,5	2,2
hasicí přístroj	-291,5	969,5	617,5	2
sedačka	0	641,5	529	6,5
celková hmotnost bez rámu				214,2

Všechny tyto data byly opět vloženy do programu Mathcad, kde byly na základě již výše zmíněných rozšířených rovnic vycházejících z rovnic 1-16 vypočítány výsledné parametry vozu BS01-B. Ty je možné vidět v Tab. 28.



Tab. 28 Výsledné parametry vozidla BS01-B

rám	souřadnice těžiště vozidla			celková hmotnost vozidla m_v [kg]	rozložení hmotnosti [%]	
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]		PN	ZN
Rám_4	4,2	789,2	560,8	249,1	49,1	50,9
Rám_5	4,2	791,6	558,5	247,2	48,9	51,1

Jak je patrné z výsledků, došlo např. při porovnání vozidla BS01-A (Rám_1) a vozidla BS01-B (Rám_5) k výraznému snížení hmotnosti. Konkrétně se jedná o 14,5 kg, což už lze považovat za výrazné zlepšení. Zároveň však došlo k posunutí konečné polohy těžiště vozidla směrem dopředu, což se negativně projevilo na výsledném rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy. Vzhledem k tomu, že ve výpočtu nejsou zahrnuty některé komponenty jako např. kapotáž, lze předpokládat, že v případě skutečné stavby by došlo ještě k dalšímu mírnému posunu těžiště dopředu a je tedy reálné, že výsledná hodnota rozložení by bylo velmi blízko hodnoty 50/50 %. Tato hodnota by byla velmi příznivá v případě pohonu všech kol, kdy by zajišťovala velmi dobré jízdní vlastnosti při zachování optimálních podmínek pro trakci. Vozidlo Baja SAE však disponuje pohonem pouze zadní nápravy a proto byl v úvodu práce stanoven požadavek na rozložení hmotnosti mírně ve prospěch zadní nápravy, čímž tedy tento není splněn a tuto situaci je nutné dále řešit.

Vzhledem k tomu, že tato konstrukce je široce rozšířena např. u autokrosového vozidel, jeví se jako velmi příznivá i v případě vozidla Baja SAE. Po konzultaci s vedoucím práce tedy bylo rozhodnuto o další úpravě této verze vozidla BS01-B tak, aby splňovala podmínku rozložení hmotnosti ve prospěch ZN. Jako řešení bylo zvoleno posunutí všech komponentů a polohy řidiče vůči kolům o 100 mm dozadu, čímž dojde k částečnému přesunu zatížení na ZN.



8 VÝSLEDNÝ NÁVRH VOZIDLA BS01

8.1 UVAŽOVANÉ KOMPONENTY A JEJICH PARAMETRY

Výsledný návrh vozidla BS01 vychází z verze BS01-B, který byl přepracován za účelem získání v úvodu požadovaného rozložení hmotnosti ve prospěch ZN. Parametry všech uvažovaných komponentů jsou uvedeny v Tab. 29. Součástí tohoto návrhu je již také kapotáž, která je uvažována ze sklolaminátu o tloušťce 1mm s případnými výztuhami pěnovou voštinou.

Tab. 29 Finální návrh použitých komponentů ve vozidle BS01

komponent	souřadnice těžiště			hmotnost [kg]
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	
motor	72	1208,5	470,5	21
nádrž	-80	1370	939,5	6
převod	95	1595	669	10,6
diferenciál	-55	1650	404,5	7,1
LP tlumič	346	123,5	413,5	2,2
PP tlumič	-346	123,5	413,5	2,2
LZ tlumič	378,5	1222,5	548,5	2,4
PZ tlumič	-378,5	1222,5	548,5	2,4
CVT-motor	přičteno k motoru			4,7
CVT-převod	přičteno k převodu			2,3
pedálovka	0	-100	374	4,2
řidič	0	785	659	80
převodka řízení	0	260	385	1
volant + tyč řízení	0	250	700	3
L_hn.hřídel	250	1600	342	2
P_hn.hřídel	-260	1600	342	2
soustava kolo-LP	635	0	279,4	10,6
soustava kolo-PP	-635	0	279,4	10,6
soustava kolo-LZ	610	1550	279,4	8,6
soustava kolo-PZ	-610	1550	279,4	8,6
LP ramena	330	0	339	2
PP ramena	-330	0	339	2
LZ rameno	365	1340	282	4
PZ rameno	-365	1340	282	4
rám	dle dané verze rámu			
baterie	-250	1050	429,5	2,2
hasicí přístroj	-291,5	1069,5	617,5	2
kapotáž	0	413,5	668,5	7
sedačka	0	741,5	529	6,5
celková hmotnost bez rámu				221,2



Hodnoty polohy těžiště jednotlivých komponentů byly určeny na základě 3D modelu v programu Catia V5, včetně hmotnosti a finální polohy těžiště navržené kapotáže.

V oblasti konstrukce rámu došlo k drobným změnám na základě potřeby přizpůsobit rám pro úchytné body mezi rameny náprav a rámem. Díky těmto a dalším úpravám došlo k dalšímu, byť již velmi malému, snížení hmotnosti a změně polohy těžiště rámu (ve verzi porovnatelné s předchozími).

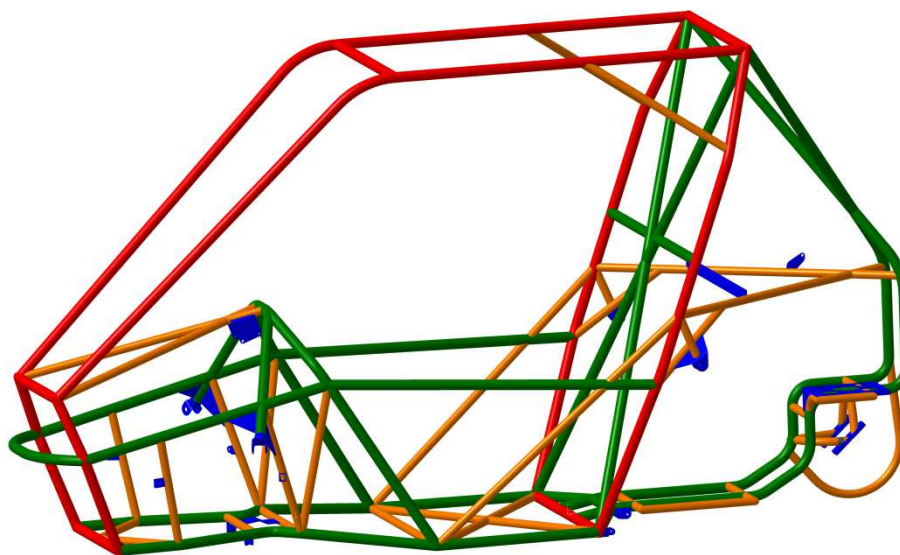
U finálního rámu však byly řešeny všechny úchyty a i proto nakonec hmotnost finální verze rámu vzrostla na hodnotu 36 kg. Tento rám je sice těžší než předešlé navržené verze, u předchozích rámu však nebyly navrženy konkrétní úchyty a proto i k těmto je nutné připočítat hmotnost cca 3 kg. Po odečtení této hmotnosti i tento rám dosahuje srovnatelných parametrů, jako u předešlých rámu.

Konkrétní hodnoty vztahující se k finální verzi rámu jsou uvedeny v Tab. 30.

Tab. 30 Parametry finálního návrhu rámu pro vozidlo BS01

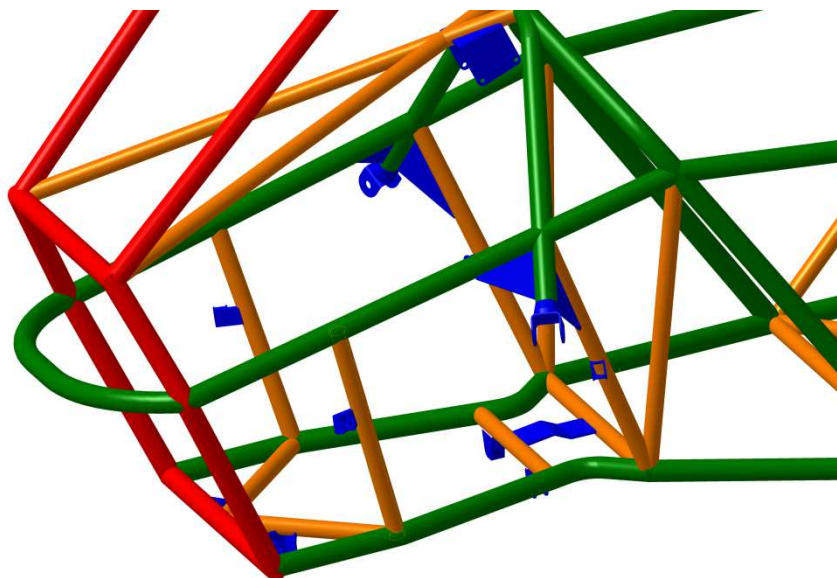
rám	celková hmotnost rámu [kg]	souřadnice těžiště rámu		
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Rám_6	36	0,3	652,8	776,2

Poslední verze rámu tak má podobu, která je zobrazena na Obr. 74. Modře jsou zobrazeny úchyty pro nápravy a jednotlivé komponenty.



Obr. 74 Finální verze rámu vozidla BS01

Ke změnám došlo prakticky pouze v přední části rámu, kde bylo nutné posunout trubky, k nimž jsou uchyceny ramena nápravy a dále pak upravit sklon úchyty pro tlumič. Změnou prošla rovněž konstrukce rámu podlahy, kde s ohledem na potřebný prostor pro táhla řízení a prostor potřebný při případném propnutí, byl tento upraven viz Obr. 75.



Obr. 75 Změna konstrukce rámu podlahy

V zadní části pak nebylo nutné do konstrukce zasahovat, posunutím polohy však došlo ke zkrácení celkové délky kyvného ramene, což pozitivně ovlivnilo jeho celkovou hmotnost a pro případnou reálnou stavbu umožní celkově lehčí a jednodušší konstrukci tohoto ramene.

Výsledné parametry vozidla BS01 byly vypočítány na základě rozšířených rovnic 1-16, stejně jako tomu bylo v předešlé kapitole. Výsledky tohoto výpočtu jsou zobrazeny v Tab. 31.

Tab. 31 Výsledné parametry vozidla BS01

rám	souřadnice těžiště vozidla			celková hmotnost vozidla m_v [kg]	rozložení hmotnosti [%]	
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]		PN	ZN
Rám_6	4,2	858,5	561,5	257,2	44,6	55,4

Jak je vidět z výsledků, posunutím všech komponentů došlo k změně rozložení hmotnosti a přenesení části zatížení na ZN, což bylo cílem této změny. Výsledné rozložení hmotnosti se pohybuje v úvodu stanoveném rozmezí a tento parametr tedy lze považovat za splněný.

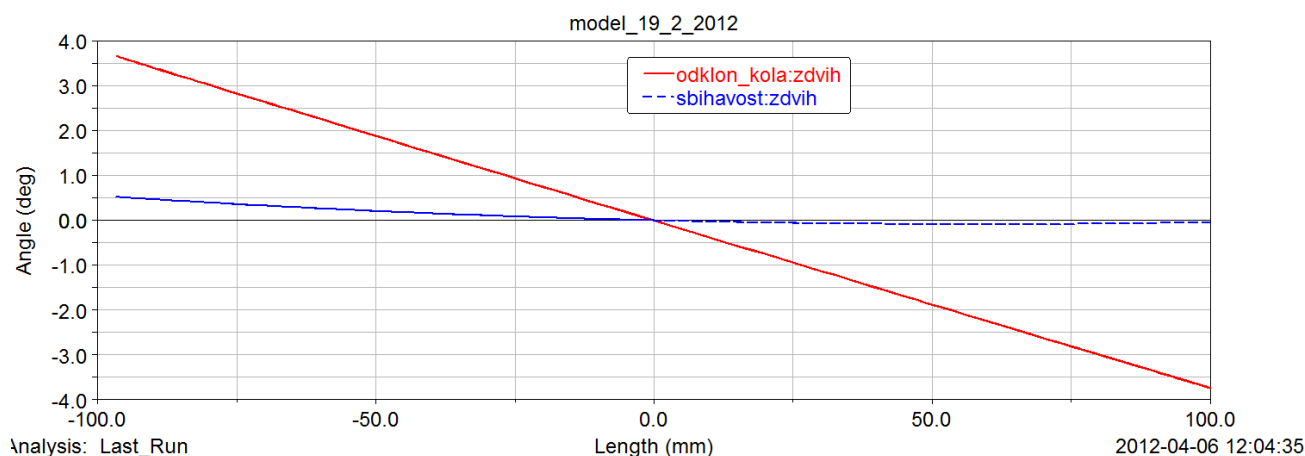
8.2 KINEMATIKA NÁPRAV

V případě přední nápravy se oproti původní lichoběžníkové nápravě nic nezměnilo. Parametry nápravy zůstaly shodné s původně navrženou, protože celá náprava se pouze posunula o 100 mm dopředu vzhledem k rámu. Všechny úchytné body byly na základě této změny posunuty a tomu byla přizpůsobena celková konstrukce přední části rámu, jak již bylo zmíněno dříve.

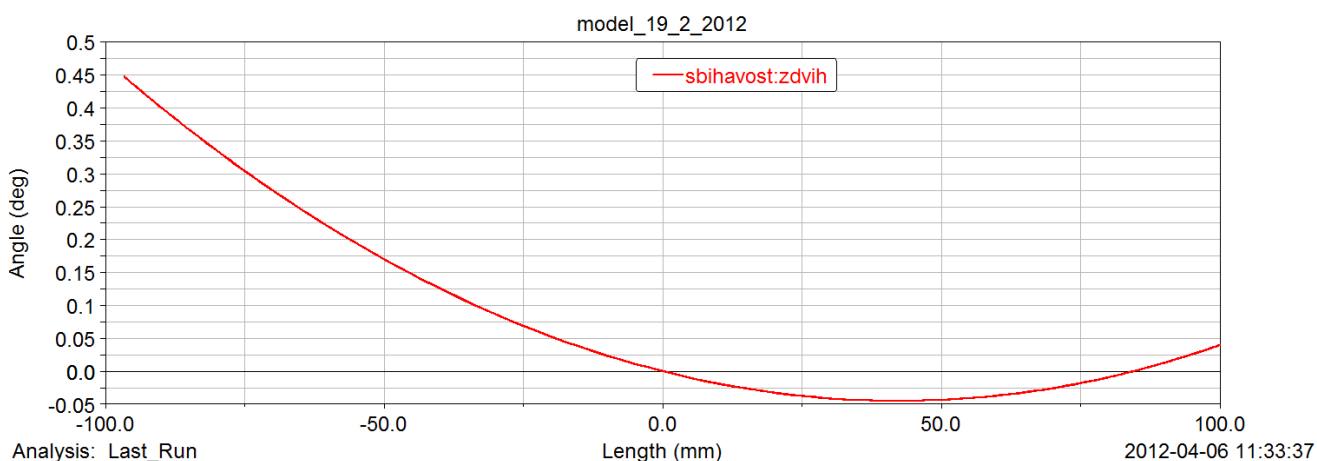
Zadní náprava prošla drobnou úpravou, kdy vlivem posunutí rámu vůči kolům došlo k posunutí obou úchytných bodů nápravy (bod 1 a 2 viz Obr. 53) v kladném směru osy „y“ a tím ke zkrácení celkové délky kyvného ramena. Na základě této změny byla tato opět podrobena analýze kinematiky v programu Adams/View. V prvním kroku byly zachovány



všechny parametry shodné jako u původně navržené varianty kyvadlové nápravy, pouze hodnota souřadnic v ose „y“ u bodu **P1** a **P2** byla posunuta o 100 mm dozadu. Tím došlo k mírné změně chování, jež je patrná z Obr. 76 a Obr. 77.

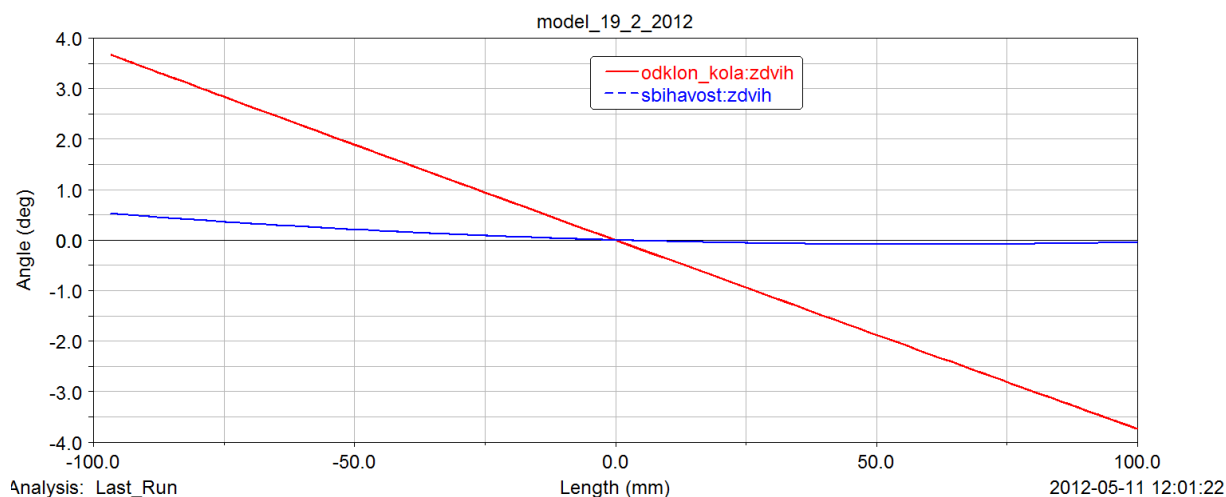


Obr. 76 Odklon a sbíhavost posunutě zadní kyvadlové úhlové nápravy

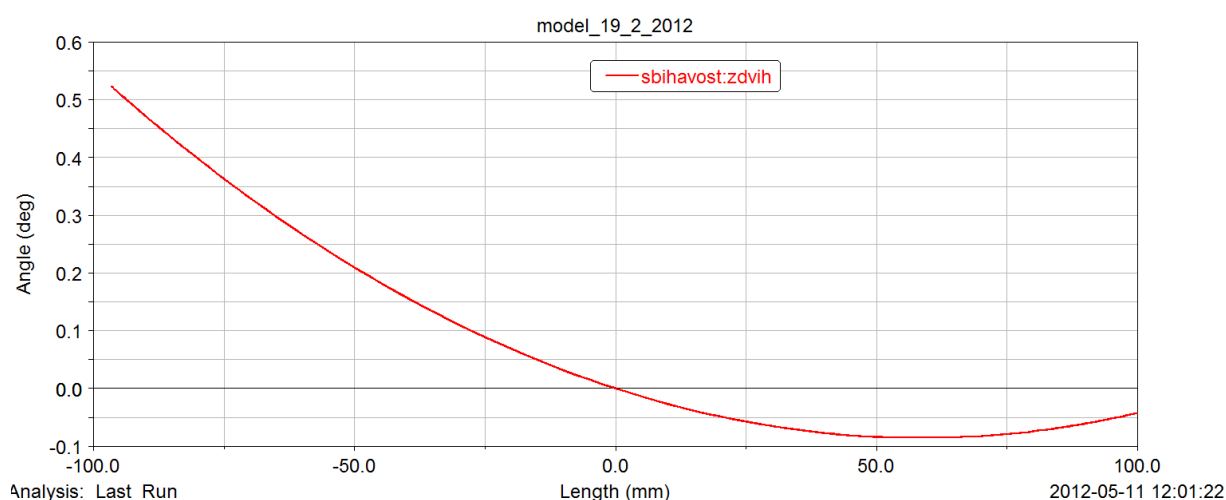


Obr. 77 Sbíhavost posunutě zadní kyvadlové nápravy

Posunutím těchto bodů došlo k mírnému zhoršení parametru odklonu, kde se odchylka oproti původně navrhované variantě zvýšila z původní hodnoty mírně pod $3,5^\circ$ výchylky na obě strany zdvihu. Zároveň však došlo ke zhoršení parametru sbíhavosti, která v části pracovního zdvihu okolo hodnoty 85 mm přechází do rozbíhavosti. Snahou tedy bylo upravit konstrukci nápravy tak, aby bylo toto její chování především v pracovní části zdvihu eliminováno. Výsledné chování nápravy je tak zobrazeno na Obr. 78 a Obr. 79.



Obr. 78 Odklon a sbíhavost upravené kyvadlové úhlové ZN



Obr. 79 Sbíhavost upravené kyvadlové úhlové ZN

Změnami v konstrukci se podařilo dosáhnout zlepšení parametru sbíhavosti v pracovní oblasti zdvihu, kde je tento parametr velmi důležitý. V oblasti záporného zdvihu sice kolo má tendenci natočit se do rozbíhavosti (viz Obr. 79), nicméně v této části se předpokládá, že kolo není v kontaktu s povrchem vozovky nebo velikost přenášeného zatížení tímto kolem je oproti plně zatíženému kolu minimální a tento parametr tedy nemá tak důležitou roli.

V případě odklonu je možné vidět, že díky úpravě bylo dosaženo téměř stejných hodnot, jako u původně navrhované verze. Tato náprava sice nedosahuje takových parametrů, jako náprava vozidla BS01-A, nicméně její konstrukční jednoduchost a s tím související výrazně jednodušší konstrukce rámu vozidla umožňuje dosáhnout výrazně lepších parametrů vozu, což je jeden z hlavních požadavků kladených na závodní vozidlo.



8.3 ANALÝZA TORZNÍ TUHOSTI RÁMU

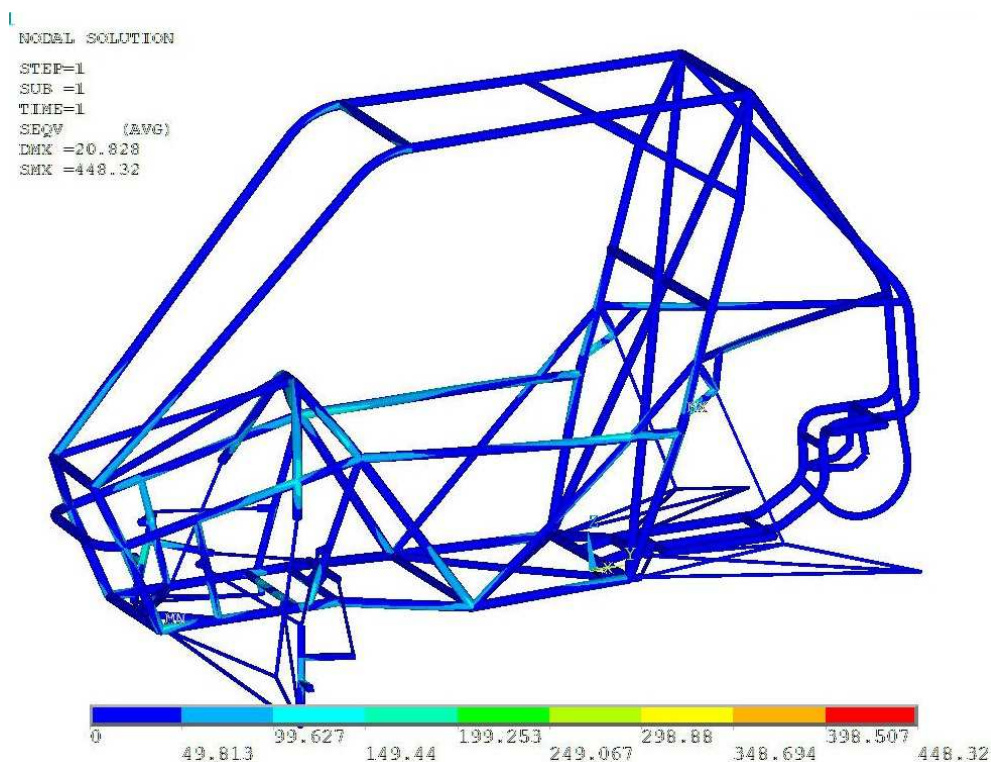
Rám s označením „Rám_6“, zobrazený na Obr. 80, byl po navržení konečné podoby úchytných bodů obou náprav podroben analýze torzní tuhosti v programu ANSYS, stejně jako všechny předešlé verze.

Výsledkem této analýzy byly získané hodnoty posunu sledovaného bodu středu levého zadního kola, z nichž je možné vypočítat hodnotu torzní tuhosti celého rámu, a další sledované parametry jako např. torzní tuhost na jednotku délky či hmotnosti. Důležité bylo rovněž získat hodnotu napětí v materiálu rámu, a tu porovnat s hodnotou meze kluzu uvažovaného materiálu. V Tab. 32 jsou přehledně uvedeny souhrnné informace týkající se torzní tuhosti všech navržených rámu, přičemž hodnoty pro výsledný rám (Rám_6) jsou zvýrazněny.

Tab. 32 Souhrnné informace týkající se všech navržených rámu vozidla BS01

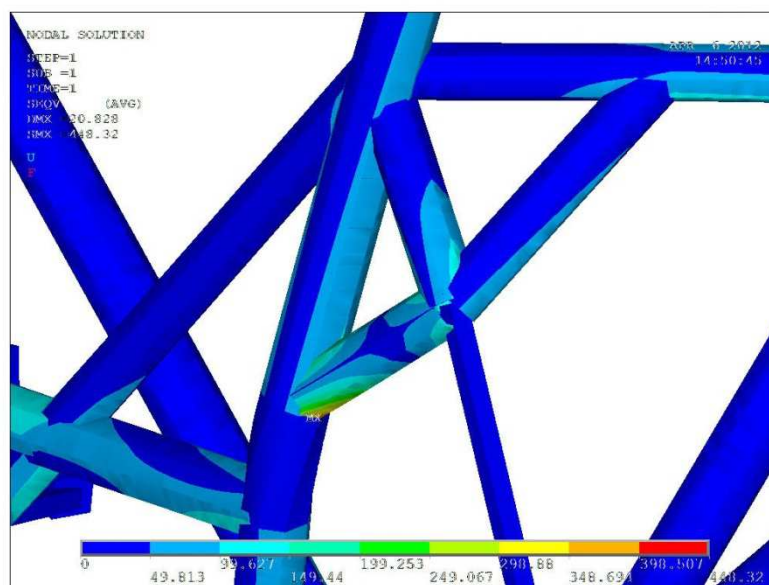
rám	verze	celková hmotnost m_{RAM} [kg]	Úhel β [°]	Krouticí moment M_K [Nm]	Torzní tuhost C [Nm/°]	Torzní tuhost na jednotku délky C_L [Nm ² /°]	Poměr torzní tuhosti/hmotnosti C_m [Nm/kg°]	Poměr torzní tuhosti na jednotku délky/hmotnosti CL_m [Nm ² /kg°]
Rám_1	A	47,7	0,829	1220	1471,7	2281,1	30,9	47,8
	B	40,8	1,037	1220	1176,5	1823,5	28,8	44,7
Rám_2	A	42,7	1,247	1220	978,4	1516,4	22,9	35,5
	B	38	1,407	1220	867,1	1344	22,8	35,4
Rám_3	A	41,7	1,402	1220	870,2	1348,8	20,9	32,3
	B	37,3	1,565	1220	779,6	1208,3	20,9	32,4
Rám_4	X	35	0,885	1220	1378,5	2136,7	39,4	61
Rám_5	X	33,1	1	1220	1219,4	1890,1	36,8	57,1
Rám_6	X	36	1,029	1220	1185,6	1837,7	32,9	51

Výsledný rám, tedy Rám_6, dosahuje hmotnosti 36 kg včetně veškerých hlavních držáků, což je výsledek srovnatelný s těmi nejlepšími rámy konkurenčních týmů. Ke snížení hmotnosti přispěla především jiná konstrukce zadní nápravy, díky níž bylo dosaženo i výrazně lepších výsledků v oblasti torzní tuhosti. Ta dosahuje hodnoty 1185,6 Nm/°, což je v porovnání s rámy Formule Student výrazně vyšší hodnota. Při porovnání s rámem terénní čtyřkolky Bc. Pavla Kučery jsou výsledky na první pohled horší, nicméně rám pro vozidlo Baja SAE byl zatěžován, stejně jako rámy pro Formuli Student, silou 1000 N, zatímco rám terénní čtyřkolky pouze silou 500 N. Na hodnotu torzní tuhosti má kromě samotné konstrukce velký vliv také rozvor a rozchod náprav, který je u vozidla Baja SAE velmi podobný Formuli Student. Snahou však bylo porovnat výsledky i s rámem pro terénní čtyřkolku, která se charakterem svého uplatnění více blíží k vozidlu Baja SAE. Proto byl Rám_6 zatížen rovněž silou o velikosti pouze 500 N, tak aby byly podmínky srovnatelné, a na základě posuvu středu LZ kola byla stanovena hodnota torzní tuhosti rámu $C=2371,8$ Nm/°. Vzhledem k rozdílným hodnotám rozvoru je vhodné tyto přepočítat na jednotku délky, kdy terénní čtyřkolka dosahuje hodnoty $C_L=2351,5$ Nm²/°, zatímco Baja SAE hodnoty $C_L=3676,3$ Nm²/°. Z tohoto výsledku je jasně patrné, že rám vozidla Baja SAE dosahuje lepších parametrů torzní tuhosti.



Obr. 80 Rozložená napětí v materiálu - „Rám_6“

U této finální verze rámu s označením Rám_6, byla rovněž provedena analýza napjatosti v materiálu, kdy na Obr. 80 je možné vidět rozložení napětí v materiálu, z něhož byl Rám_6 navržen. Dle výsledků je jasně patrné, že hodnoty napětí v materiálu jsou nízké a maximální hodnoty napětí, které jsou v tomto případě na hodnotě 448 MPa v místě uchycení zadního tlumiče (dle metody Von Misses), jsou špičkové hodnoty napětí v oblasti napojení jednotlivých trubek (Obr. 81).



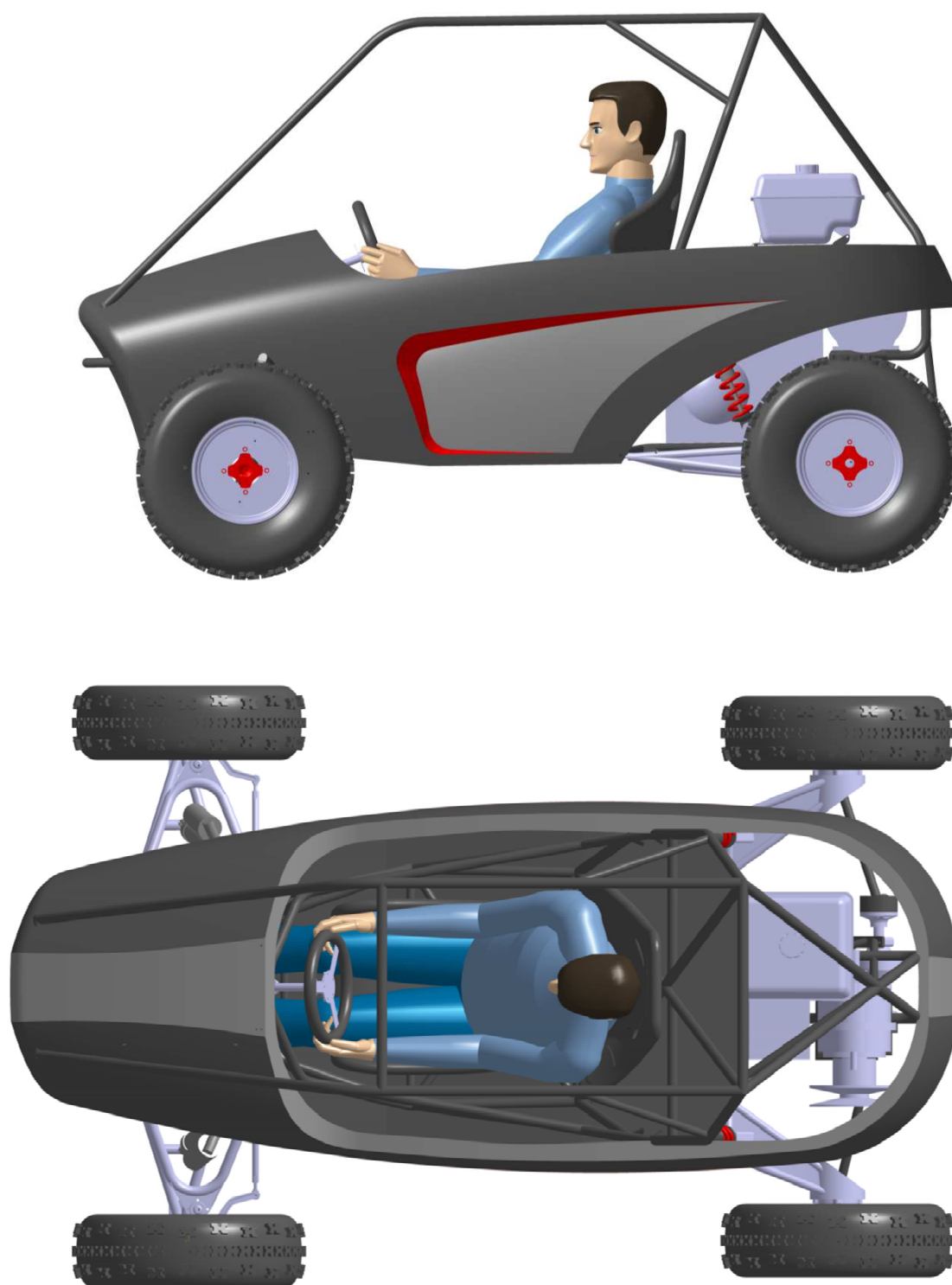
Obr. 81 Maximální hodnota napětí v úchytu tlumiče-Rám_6

V těchto místech, tedy v místech uzlových bodů, není možné výsledné hodnoty považovat za věrohodné, protože spojení jednotlivých trubek je ve skutečnosti realizováno svařováním, díky čemuž v těchto místech dochází navíc také k tepelnému ovlivnění. Výpočtový model tedy v těchto místech nelze považovat za vypovídající, stejně jako výsledky, které dává. Jak je z obou obrázků patrné, napětí je v celém modelu rozloženo relativně rovnoměrně, kdy jeho hodnota nepřesahuje hodnotu cca 200 MPa, výjimkou jsou pouze již zmiňované uzlové body, kde je však nutné, jak zde již bylo zmíněno, brát výsledky s rezervou.

V porovnání s hodnotou meze kluzu běžně dostupného materiálu 11 353, která je minimálně 235 MPa, je možné říct, že v materiálu nedochází k plastické deformaci a je tedy dosažena bezpečnost $k=1,175$. Rezerva však není příliš vysoká a proto se jako optimální jeví, i přes horší dostupnost polotovarů z tohoto materiálu, jako nejvhodnější použít materiál 11 523, jehož mechanické vlastnosti jsou výrazně lepší a zaručují tak vyšší bezpečnost ($k=1,665$) než je tomu v případě 11 353.



8.4 VÝSLEDNÝ MODEL







ZÁVĚR

V úvodu práce byly zvoleny tři základní koncepce, od nichž se následně odvíjel nejen návrh samotné kinematiky náprav, ale i s tím související návrh rámu. Celý průběh návrhu byl řešen s ohledem na obecně platné principy konstrukce vozidel, a rovněž na požadavky stanovené pravidly organizace SAE. Snahou bylo řešit celou práci v kontextu všech důležitých součástí tak, aby dohromady tvořily konkurenceschopný kompaktní celek, jehož výroba by s výhledem do budoucna byla případně možná.

První z uvažovaných variant nese označení BS01-A, kdy jak pro PN, tak i pro ZN je uvažováno nezávislé lichoběžníkové zavěšení. Tato konstrukce umožňuje velmi snadno nastavovat požadované parametry, což se ukázalo i u navržené nápravy pro vozidlo BS01-A, která vykazuje nejlepší výsledky ze všech uvažovaných, a jeví se tedy z pohledu kinematiky nápravy jako nejlepší. V Případě parametru odklonu dochází u obou náprav ke změnám v oblasti negativního odklonu v rozsahu 0° až $-1,75^\circ$ pro PN, resp. 0° až $-0,6^\circ$ pro ZN, což je žádoucí. Přední, v porovnání se zadní nápravou, vykazuje vyšší hodnotu této změny. Pokud bychom tedy uvažovali s náklonem vozidla při nájezdu do zatáčky např. 2° , přední pneumatika bude dosahovat větší styčné plochy s povrchem trati než zadní, což znamená, že vozidlo bude mít tendenci k mírné přetáčivosti. Vzhledem k charakteru závodů, pro něž je toto vozidlo určeno, se domnívám, že mírná přetáčivost je v tomto případě spíše výhodou. Sbíhavost se v obou případech pohybuje v oblasti pracovního zdvihu kola v negativních hodnotách, a to v těsné blízkosti nulové hodnoty. Lze tedy říci, že sbíhavost se v průběhu zdvihu mění jen velmi málo, a tato změna tak má minimální vliv na chování vozu a opotřebení pneumatik.

Konstrukce nezávislého lichoběžníkového zavěšení však vykazuje vyšší nároky na rám vozidla. Ten musel být z důvodu většího počtu úchytných bodů celkově složitější a hmotnost všech navržených rámu je tedy ve srovnání s dalšími výrazně vyšší, což je, vzhledem k závodním účelům tohoto vozu, jeho největší nevýhodou. Tyto rámy navíc lze označit za výrobně velmi složité, což by se negativně projevilo i na jejich ceně, resp. ceně celého vozu, která je jednou z hodnocených disciplín. Při následném zatěžování všech rámu se navíc ukázalo, že právě s ohledem na větší vzdálenost jednotlivých úchytných bodů vykazují tyto rámy, s výjimkou verze „Rám_1“, nižší hodnotu torzní tuhosti, a to při vyšší hmotnosti.

Varianta vozu BS01-B uvažuje pro PN nezávislé lichoběžníkové zavěšení shodné jako u BS01-A, ale v případě ZN byla navržena kyvadlová úhlová náprava, jež je hojně využívána nejen mezi jednotlivými týmy série Baja SAE, ale rovněž mezi týmy autokrosařů. Hlavní výhody, pro něž je tato natolik oblíbená, jsou právě její konstrukční jednoduchost, prostorová nenáročnost a s tím spojené menší nároky na konstrukci rámu. Právě celkové zjednodušení konstrukce rámu do značné míry vyvažuje horší výsledky chování nápravy při propružení. Důraz byl proto kladen především na chování v oblasti pracovního zdvihu (v rozsahu 0 až 100 mm), kdy v případě odklonu dochází ke změně až na hodnotu cca $-3,7^\circ$. Tato hodnota je již relativně vysoká a tudíž nelze počítat s tím, že náklon vozidla při nájezdu do zatáčky bude tak velký, aby došlo k úplné kompenzaci tohoto úhlu. Pneumatiky používané pro terénní vozidla, v porovnání s pneumatikami pro okruhová závodní vozidla, však mají větší boční profil a jsou tedy schopny lépe kompenzovat případné nedostatky. Průběh sbíhavosti se podařilo nastavit tak, aby se sledovaná veličina po celou dobu pracovního zdvihu pohybovala v záporných hodnotách a nepřesáhla hodnotu $-0,08^\circ$, což jsou mírně horší výsledky než v případě ZN vozidla BS01-A. Vzhledem k tomu, že vliv odklonu způsobený propružením kola při jízdě přímým směrem nemá tak významný vliv na chování vozu jako je tomu v případě sbíhavosti,



Lze říct, že tato náprava v pracovní části zdvihu dosahuje srovnatelných výsledků, jako ZN u vozidla BS01-A, přičemž bylo navíc dosaženo výrazné úspory hmotnosti rámu. Tyto pozitivní výsledky byly navíc podpořeny výsledky torzní tuhosti, kdy vzhledem k větší kompaktnosti rámu, resp. vozidla, i přes jednodušší konstrukci, dosahují navržené rámy pro vozidlo BS01-B výrazně lepších hodnot torzní tuhosti než rámy pro verzi BS01-A.

Poslední uvažovaná verze nese označení BS01-C. PN je shodná jako u BS01-A, pro ZN však byla zvolena kombinace kyvadlové nápravy s dvojicí nad sebou umístěných ramen. Tato varianta byla navržena na základě diskuse zúčastněných týmů o jejich údajných kladech. Z konstrukce nápravy lze usuzovat, že tato dosahuje nejlepších parametrů v oblasti hmotnosti, protože namáhání působící na rameno nápravy u verze BS01-B přes kolo, je v tomto případě zachycováno dvojicí nad sebou umístěných ramen a ty jej přenášejí do konstrukce rámu. To umožňuje konstrukčně velmi jednoduché a lehké podélné rameno, jehož součástí je i náboj kola. Navíc je možné do celkové konstrukce rámu začlenit jako nosný prvek i převodovku, čímž dojde k vyztužení celé zadní části rámu a navíc k další úspoře hmotnosti. Průběh sledovaných veličin však naznačil nedostatky této nápravy. Průběh odklonu se mění v rozsahu 0° až $-0,6^\circ$ v rámci celého zdvihu kola, což je možné považovat za optimální. Velký problém však nastal s průběhem sbíhavosti, kdy v pracovní části zdvihu kola se mění v rozsahu 0° až $-2,5^\circ$, a při vyvážení 0° až $+6^\circ$. Tyto změny jsou již velmi značné, což může výrazně ovlivnit chování vozu při jízdě. Konstrukce této nápravy, především s ohledem na své přednosti, skrývá velký potenciál. Velkým nedostatkem je však nepříznivý průběh sbíhavosti. Pokud by se do budoucna podařilo tento odstranit, je použití nápravy této konstrukce příslibem dalšího snížení hmotnosti a tím zvýšení konkurenceschopnosti vozidla.

Vzhledem k absenci dat pro možnost porovnání torzní tuhosti navržených rámu s rámy konkurenčních týmů byla zvolena metodika používaná při návrhu rámu Formule Student. Tato metodika dává v tuto chvíli jediný porovnatelný údaj pro návrh rámu vozidla Baja SAE. Rám_6 dosahuje torzní tuhosti $1185,6 \text{ Nm}/^\circ$, což je v porovnání s hodnotou $917,6 \text{ Nm}/^\circ$, dosaženou u rámu Formule Student, výrazně vyšší hodnota. Zatížení, které v tomto případě činilo 100 kg, však reálně neodpovídá skutečnému zatížení rámu a náprav při jízdě v terénu. Problematika jízdních stavu nebyla po konzultaci s vedoucím do této práce zahrnuta, nicméně do budoucna je nutné tuto řešit. Je však důležité si uvědomit, že tyto výpočty jsou obecně uvažovány pro vozidla pohybující se po běžných asfaltových komunikacích a jednotlivé součinitele, jako např. rázový součinitel, je pro potřeby terénního vozidla nutné uvažovat vyšší, než uvádí literatura. Problematikou terénních vozidel se v této oblasti nezabývá žádná literatura tak podrobně, a proto jsou hodnoty těchto, pro výpočet důležitých parametrů, bez experimentálního měření jen těžko zjistitelné. Vozidlo Baja SAE je svými rozměry velmi podobné vozidlu Formule Student, nicméně charakter zatěžování je srovnatelné spíše s terénní čtyřkolkou Bc. Pavla Kučery. I přes rozdílné rozměry terénní čtyřkolky, díky nimž je srovnání obtížnější, byl rám vozidla Baja SAE zatížen také silou pouze 500 N. Výsledkem je hodnota torzní tuhosti $C=2371,8 \text{ Nm}/^\circ$ resp. torzní tuhosti na jednotku délky $C_L=3676,3 \text{ Nm}^2/^\circ$. V porovnání s hodnotami terénní čtyřkolky, která dosahuje hodnot $C=1838 \text{ Nm}/^\circ$ resp. $C_L=2351,5 \text{ Nm}^2/^\circ$, je jasné patrné, že rám vozidla Baja SAE dosahuje lepších výsledků.

S ohledem na celkovou náročnost návrhu kompletního vozidla, kterým se většinou zabývá celý tým konstruktérů-studentů, nebyly v této diplomové práci, jak zde již bylo zmíněno dříve, řešeny jeho veškeré části. V budoucnu je proto potřeba navázat na tento návrh a dořešit především problematiku individuálního návrhu převodky řízení, brzdové soustavy a ramen náprav s ohledem na jejich skutečné namáhání. Dále pak pohon s ohledem na nalezení



vhodného převodu mezi převodovkou a diferenciálem tak, aby tento co nejlépe využíval možností motoru a variátoru.

Cílem práce bylo provést koncepční návrh vozidla Baja SAE. Tento úkol byl splněn v plném rozsahu, přičemž i když se jedná o první návrh vozidla Baja SAE v České republice, bylo vypracováno několik variant, jejichž srovnání by mělo přispět k vytvoření uceleného pohledu na směr dalšího vývoje tohoto vozidla. Je však nutné si uvědomit, že absence reálných zkušeností s tímto vozidlem je do značné míry omezujícím faktorem. V případě možnosti testování na reálném prototypu by bylo možné v praxi ověřit vliv jednotlivých parametrů na chování vozu a následně díky těmto informacím lépe vyhodnotit skutečnou vhodnost zvolené konstrukce a váhu jednotlivých parametrů. V průběhu této práce byly navrženy tři koncepce vozidla BS01, kdy jako nejlepší byla vyhodnocena verze BS01-B na základě jedné z hlavních požadavků kladených na závodní vozidlo, kterými jsou hmotnost, kompaktnost a torzní tuhost rámu. Tento návrh byl následně upraven tak, aby bylo dosaženo požadovaného rozložení hmotnosti mírně ve prospěch ZN. Výsledně navržená verze vozidla BS01 dosahuje rozložení hmotnosti 44,6/55,4% ve prospěch ZN, což splňuje v úvodu stanovené požadavky a to při dosažení celkové hmotnosti 257,2 kg (177,2 kg bez řidiče). Tuto hodnotu lze v porovnání s konkurenčními vozidly považovat za velmi dobrou.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. W. *The Automotive Chassis: Engineering principles*. Second edition, Oxford, 2001. ISBN 0 7506 5054 0.
- [2] SMITH, C. *Tune to win*. Fallbrook, 1978. ISBN 0-87938-071-3
- [3] ADAMS, H. *Chassis Engineering*. New York, 1993. ISBN 1-5788-055-7
- [4] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel*. 1. vydání, Brno, 2006. ISBN 80-239-6464-X
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [6] KUČERA, P., *Konstrukce čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 114s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [7] HÁJEK, V., *Konstrukční uspořádání zadní části vozidla Formule Student*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 66s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [8] Pravidla Baja SAE
URL: <<http://students.sae.org/competitions/bajasae/rules/>>, [cit. 2012-01-20]
- [9] Jízda do vrchu, Přejezd klád
URL: <<http://nissanroadracing.com/showthread.php?t=2384>>, [cit. 2012-01-20]
- [10] Akcelerace
URL: <http://brightcove01.brightcove.com/2/275353185001/275353185001_907418374001_vs-907412135001.jpg?pubId=275353185001>, [cit. 2012-01-20]
- [11] Kamenitá trať
URL: <<http://www.me.rochester.edu/~baja/Competition%202011.html>>, [cit. 2012-01-20]
- [12] MichiganTechBaja
URL: <http://www.doe.mtu.edu/news/2009/baja/MichiganTechBaja_Oregon2009_012.JPG>, [cit. 2012-01-20]
- [13] Rám vozidla Baja SAE, University of Dayton
URL: <http://sae.udayton.edu/new/images/stories/cars/dsc01896_b.jpg>, [cit. 2012-01-20]
- [14] Polaris model Trail_Boss
URL: <http://www.google.cz/url?sa=t&rct=j&q=comet%20790%20cvt&source=web&cd=1&ved=0CC0QFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.utc.edu%2FDepartments%2Fengr%2FUTC-MWMB.pdf&ei=h5xIT8vvH5SBhQfL6uyADg&usg=AFQjCNEQ08WfICgE_ArLvytRkTcYGWs0iw&cad=rja>, [cit. 2012-01-20]



- [15] Polaris model Magnum
URL: <http://forums.sae.org/access/dispatch.cgi/bajasae_pf/showFile/101987/d20080131151241/No/Drivetrain_v1.JPG>, [cit. 2012-01-20]
- [16] Diferenciál Comet SCD-1, Diferenciál SCD-1 upravený
URL: <<http://www.sand-bug.com/sb1/index.html>>, [cit. 2012-02-20]
- [17] Převodovka s diferenciálem, MTU
URL: <<http://www.minibuggy.net/forum/projects-progress/13946-redesign-baja-sae-champion-vehicle.html>>, [cit. 2012-02-20]
- [18] Planetová převodovka, Queen's University
URL: <<http://www.queensbaja.com/>>, [cit. 2012-02-20]
- [19] Přední náprava s ocelovými rameny
URL: <<http://www.egr.arizona.edu/clubs/Baja/2009vehicle.php?page=build>>, [cit. 2012-02-20]
- [20] Horní rameno z kompozitních materiálů
URL: <<http://www.minibuggy.net/forum/projects-progress/13946-redesign-baja-sae-champion-vehicle.html>>, [cit. 2012-02-20]
- [21] Kyvadlová náprava
URL: <<http://media.wolfpackmotorsports.com/thumbnails.php?album=4&page=2>>, [cit. 2012-02-20]
- [22] Kombinace kyvadlové nápravy s dvojicí ramen
URL: <http://forums.bajasae.net/forum/rear-suspension-trailing-arms-vs-dual-aarms_topic469.html>, [cit. 2012-02-20]
- [23] Diskuzní fórum Baja SAE
URL: <http://forums.sae.org/access/dispatch.cgi/bajasae_pf>, [cit. 2012-02-20]
- [24] Katalog firmy Comet
URL: <<http://www.scribd.com/doc/46978615/09BajaSAECatalog>>, [cit. 2012-03-10]
- [25] Desertkarts - díly řízení
URL: <<http://www.desertkarts.com/productCat40912.ctlg>>, [cit. 2012-05-02]
- [26] Tlumiče Fox Float X Evol
URL: <<http://www.aspsshop.cz/tlumice-fox-float-x-evol-1610-460-dsc-yamaha-raptor-700r-yfz-450-predni-sada>>, [cit. 2012-05-02]
- [27] Tlumiče Fox Podium X
URL: <<http://www.aspsshop.cz/podium-x-1610-435-dsc-gen-ii-suzuki-ltr-450-06-10>>, [cit. 2012-05-02]
- [28] Feron, a.s., prodej hutního materiálu
URL: www.ferona.cz, [cit. 2012-05-02]



- [29] Evektor, prodej hutního materiálu
URL: <shop.evektor.cz>, [cit. 2012-05-02]
- [30] Nápověda MKP program Ansys 12.1
- [31] Kloubové ložisko
URL:<http://www.google.cz/imgres?q=kloubov%C3%A9+lo%C5%BElisko&hl=cs&safe=off&sa=X&biw=1280&bih=651&tbs=isz:l&tbm=isch&prmd=imvns&tbnid=-TzzLQDE4Trq7M:&imgrefurl=http://www.hennlich.cz/produkty/loziska-a-linearni-vedeni-strojni-prvky-kloubove-hlavy-1895.html&docid=_BlTyirP_kZ6WM&imgurl=http://www.hennlich.cz/uploads/rte/RTEmagicC_s_ph-PHS_n_01.png.png&w=1001&h=1000&ei=fe-CT9zoH6nE4gT_mbDSBw&zoom=1&iact=hc&vpx=166&vpy=164&dur=331&hovh=224&hovw=225&tx=116&ty=115&sig=104994815634275818335&page=1&tbnh=125&tbnw=117&start=0&ndsp=21&ved=1t:429,r:0,s:0,i:67>, [cit. 2012-05-02]
- [32] Vyrvalostní závod
URL:< http://3.bp.blogspot.com/-8CLOq4XF7pc/TotsOce5dhI/AAAAAAAAABM/3UOFqV4j_0s/s1600/DSC_0145.JPG>, [cit. 2012-05-02]



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ATV	[-]	All terrain vehicles
BS01	[-]	Baja SAE, 1. model
BS01-A	[-]	Baja SAE, 1. model – verze „A“
BS01-B	[-]	Baja SAE, 1. model – verze „B“
BS01-C	[-]	Baja SAE, 1. model – verze „C“
C	[Nm/°]	Torzní tuhost
CG	[-]	Těžiště (Center of gravity)
C _L	[Nm ² /°]	Torzní tuhost na jednotku délky
C _{Lm}	[Nm ² /°·kg]	Torzní tuhost na jednotku délky/hmotnost
C _m	[Nm/°·kg]	Torzní tuhost/hmotnost
CVT	[-]	Variátor (Continuously variable transmission)
DH	[-]	Sjezd horských kol (Downhill)
Ex	[MPa]	Modul pružnosti
F	[N]	Síla působící na rám
F _G	[N]	Tíhová síla působící v těžišti vozidla
F _{R_PK}	[N]	Reakce působící pod předním kolem
F _{R_ZK}	[N]	Reakce působící pod zadním kolem
F _z	[N]	Silová rovnováha v ose „z“
HP	[-]	Výkon motoru
K	[-]	Bezpečnost vzhledem k mezi kluzu
L	[m]	Rozvor náprav
LP	[-]	Levé přední
LZ	[-]	Levé zadní
M ₀	[Nm]	Ohybový moment k počátku souřadnicového systému
m _D	[kg]	Hmotnost diferenciálu
M _k	[Nm]	Krouticí moment
m _M	[kg]	Hmotnost motoru
m _p	[kg]	Hmotnost převodu
m _{PE}	[kg]	Hmotnost pedálové skupiny
m _{PK}	[kg]	Hmotnost – skupina přední kolo
m _R	[kg]	Hmotnost rám



$m_{\dot{R}}$	[kg]	Hmotnost řidiče
m_{ZK}	[kg]	Hmotnost – skupina zadní kolo
n_k	[mm]	Závlek pneumatiky
Op	[-]	Střed klonění přední nápravy
Oz	[-]	Střed klonění zadní nápravy
P	[-]	Střed klopení nápravy
PN	-]	Přední náprava
$PN_{\%}$	[%]	Procentuální zatížení přední nápravy
PP	[-]	Pravé přední
PZ	[-]	Pravé zadní
R	[mm]	Rozchod zadní nápravy
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
R_R	[m]	Poloměr rejdu vozidla
S	[-]	Střed klopení karosérie
SAE	[-]	Society of Automotive Engineers
t_0	[m]	Vzdálenost os rejdových čepů
VUT	[-]	Vysoké učení technické v Brně
x_D, y_D, z_D	[mm]	Souřadnice těžiště diferenciálu
x_L	[mm]	Posuv levého kola v ose „x“
x_M, y_M, z_M	[mm]	Souřadnice těžiště motoru
x_P, y_P, z_P	[mm]	Souřadnice těžiště převodu
x_{PE}, y_{PE}, z_{PE}	[mm]	Souřadnice těžiště pedálové skupiny
x_{PK}, y_{PK}, z_{PK}	[mm]	Souřadnice těžiště- skupina přední kolo
x_R, y_R, z_R	[mm]	Souřadnice těžiště rámu
$x_{\dot{R}}, y_{\dot{R}}, z_{\dot{R}}$	[mm]	Souřadnice těžiště řidiče
x_T	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose „x“
x_{ZK}, y_{ZK}, z_{ZK}	[mm]	Souřadnice těžiště- skupina zadní kolo
y_T	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose „y“
z_L	[mm]	Posuv levého kola v ose „z“
ZN	[-]	Zadní náprava
$ZN_{\%}$	[%]	Procentuální zatížení zadní nápravy
z_T	[mm]	Poloha těžiště vozu v ose „z“
B	[°]	Úhel natočení rámu



β_2	[°]	Úhel natočení vnitřního kola
Γ	[°]	Odklon
δ_0	[°]	Sbíhavost
Σ	[°]	Příklon rejdové osy
T	[°]	Záklon rejdové osy
μ	[-]	Poissonovo číslo

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 Tabulka s údaji konkurenčních vozidel Baja SAE

univerzita	ročník	hmotnost [kg]	rozvor [mm]	rozchod [mm]		světlost [mm]	typ nápravy	
				přední	zadní		přední	zadní
University of Portland	2008/2009	203,5	1651	1321	1295,5	292,1	lichoběžníková	kyvadlová úhlová
University of Portland	2007/2008	277,6		1600,2	1371,6	279,4		kyvadlová úhlová
Ohio State University	2008/2009	189	1371,6	X	X	X	lichoběžníková	
Ohio State University	2008/2009	180	1371,6	X	X	X	lichoběžníková	
University of Illinois	2004/2005	153	X	X	X	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	2003/2004	157,5	X	X	X	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	2000/2001	135	1409,7	1054,1	1079,5	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	1999/2000	126	1409,7	1054,1	1079,5	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	1998/1999	144	1409,7	1206,5	1028,7	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	1997/1998	162	1574,8	1320,8	1219,2	X	lichoběžníková	kliková vlečná
University of Illinois	1996/1997	175,5	1600,2	1270	1016	X	lichoběžníková	kliková vlečná
Cal Poly SAE San Luis	2006/2007	168,3	1676,4	1346,2	1320,8	X	lichoběžníková	kyvadlová + lichoběžníková
University of Gurgaon	2008/2009	270	1900	1600		X	lichoběžníková	kyvadlová úhlová
University of Wisconsin	2008/2009	225	1422,4	X	X	X	lichoběžníková	kyvadlová úhlová